

Міністерство освіти і науки України  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Пешко Віталій Анатолійович

**УПРАВЛІННЯ ЗАЛИШКОВИМ РЕСУРСОМ  
ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН**

Спеціальність 05.14.14 – Теплові та ядерні енергоустановки

Подається на здобуття ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник  
д.т.н., проф. Черноусенко О.Ю.

Київ – 2017

## АНОТАЦІЯ

**Пешко В. А. Управління залишковим ресурсом високотемпературних елементів парових турбін.** – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». Київ, 2017.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню питання управління ресурсом високотемпературних елементів парових турбін великої потужності за допомогою технологічних, конструктивних, схемних та режимних методів. Виконано розрахункову оцінку залишкового ресурсу парових турбін потужністю 100, 200, 300, 800 МВт, що складають основний парк обладнання ТЕС України.

Вперше виконано оцінку ресурсу корпусу ЦВТ турбіни на надкритичні параметри пари з врахуванням зусиль затягу шпильок, запропоновано та обґрунтовано ефективність методу управління ресурсом зміною зусиль затяжки. Досліджено ефективність зміни схеми подачі ущільнюючого пару та реконструкції термокомпенсаційних каналок парових турбін. Визначено вплив роботи блоків 200-300 МВт в режимі частих пусків на аварійність, ресурс та техніко-економічні показники, а також запропоновано метод управління ресурсом зміною режиму маневреної експлуатації енергоблоків.

**Ключові слова:** парова турбіна, тепловий стан, напружено-деформований стан, залишковий ресурс, подовження експлуатації, управління.

## АННОТАЦИЯ

**Пешко В. А. Управление остаточным ресурсом высокотемпературных элементов паровых турбин.** – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.14 – тепловые и ядерные энергоустановки. –

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского». Киев, 2017.

Диссертационная работа посвящена решению вопроса управления ресурсом высокотемпературных элементов паровых турбин большой мощности с помощью технологических, конструктивных, схемных и режимных методов. Выполнена расчетная оценка остаточного ресурса паровых турбин мощностью 100, 200, 300, 800 МВт, которые составляют основной парк оборудования ТЭС Украины.

Впервые выполнена оценка ресурса корпуса ЦВД турбины на сверхкритические параметры пара с учетом усилий затяжки шпилек, предложено и обоснована эффективность метода управления ресурсом изменением усилий затяжки. Исследована эффективность изменения схемы подачи уплотняющего пара и реконструкции термокомпенсационных канавок паровых турбин. Установлено влияние работы блоков 200-300 МВт в режиме частых пусков на аварийность, ресурс и технико-экономические показатели, а также предложен метод управления ресурсом изменением режима маневренной эксплуатации энергоблоков.

**Ключевые слова:** паровая турбина, тепловое состояние, напряженно-деформированное состояние, остаточный ресурс, продление эксплуатации, управление.

## SUMMARY

**Peshko V. A. Establishing control over the residual resource of high-temperature elements of steam turbines.** – Manuscript.

Candidate-degree thesis (eng.) by the specialty 05.14.14 – thermal and nuclear power installations. – National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute». – Kyiv, 2016.

The thesis is devoted to solving the issue of establishing control over the resource of high-temperature elements of high-power steam turbines by means of technological, constructive, schematic and regime methods. Estimated determination

of the residual service life-time of steam turbines with a capacity of 100, 200, 300, 800 MW, which constitute the main park of the equipment of TPP of Ukraine is done.

The service life-time of the turbine casing for supercritical parameters with taking into account the efforts of tightening the studs is determined for the first time. Proposed and justified the effectiveness of the resource control method by changing the tightening forces. The effectiveness of changing sealing steam supply scheme and reconstruction of the thermocompensational grooves of steam turbines are investigated. The influence of the operation of 200-300 MW units in the regime of frequent start-ups on the accident rate, service life-time and economic indicators is determined. The resource control method by changing the mode of maneuvering operation of power units is proposed.

**Keywords:** steam turbine, thermal state, strain-stress state, residual resource, increasing operation-time, establishing control.

**Перелік публікацій за темою дисертації** із зазначенням особистого внеску здобувача.

За результатами досліджень опубліковано 19 наукових праць, серед яких 9 статей у наукових фахових виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз даних (1 стаття у закордонному виданні, 8 статей у вітчизняних виданнях) та 10 тез доповідей у збірниках матеріалів міжнародних конференцій.

1. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines [Text] / V. Peshko, O. Chernousenko, T. Nikulenkova, A. Nikulenkov // Propulsion and Power Research – China : National Laboratory for Aeronautics and Astronautics, 2016 – Volume 5, Issue 4 – pp. 302-309. (**ScienceDirect**) *Здобувачем створено геометричні моделі, отримані дані, щодо ТС та НДС роторів виконано порівняльну оцінку різних схем подачі пари до передніх кінцевих ущільнень.*

2. Черноусенко, О. Ю. Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100/120-130 ст. № 1



ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовский, В. А. Пешко, О. С. Мороз // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 11(1233). – С. 16-23. **(Index Copernicus)** *Здобувачем створено геометричну модель ротора високого тиску та виконано розрахунок проточної частини на номінальному та змінних режимах експлуатації.*

3. Черноусенко, О. Ю. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 9(1231). – С. 34-40. **(Index Copernicus)** *Здобувачем розраховано тепловий та напружено-деформований стан ротору та побудовано криві зміни градієнтів температур.*

4. Черноусенко, О. Ю. Оценка малоцикловой усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 10(1232). – С. 30-37. **(Index Copernicus)** *Здобувачем отримано криві зміни інтенсивності напружень, оцінено малоциклову втомлюваність металу, розраховано статичну та циклічну пошкоджуваність.*

5. Черноусенко, О. Ю. Управление ресурсом корпусных деталей паровых турбин [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 27-31. **(Index Copernicus)** *Здобувачем отримано дані, щодо зміни градієнтів температур та інтенсивності напружень на змінних режимах роботи корпусів.*

6. Черноусенко, О. Ю. Влияние фланцевого соединения и возникающих в нем усилий на ресурсные показатели ЦСД турбины К-200-130 [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 9(1181). – С. 113-117. **(Index Copernicus)** *Здобувачем створено геометричну модель корпусу, розраховано мінімально-необхідні зусилля затяжки шпильок та виконано порівняльну оцінку напружено-деформованого стану.*

7. Черноусенко, О. Ю. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання [Текст] / О.Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 10(1182). – С. 6-16. (**Index Copernicus**) *Здобувачем розраховано ресурсні показники ТЕС при роботі в режимі щоденного пуску-зупинки.*

8. Черноусенко, О. Ю. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на надійність та аварійність енергетичного обладнання [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 8(1180). – С. 100-106. (**Index Copernicus**) *Здобувачем розраховано показники надійності ТЕС при роботі в режимі щоденного пуску-зупинки.*

9. Черноусенко, О. Ю. Вплив роботи у маневрених режимах енергоблоків ТЕС на техніко-економічні характеристики [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, В.А. Пешко, О.С. Мороз // Проблеми загальної енергетики. – Київ, Ін-т загальної енергетики НАНУ, 2016. – № 2 (45). – С. 21-31. (**Index Copernicus**) *Здобувачем отримано криві зміни техніко-економічних показників роботи в режимі щоденного пуску-зупинки.*

10. Черноусенко, О. Ю. Влияние учета усилий на шпильках на ресурсные показатели ЦСД турбины К-200-130 [Электронный ресурс] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : международная научно-техническая конференция. «Харьков – 2015». – Электрон. дан. – Харьков : ИПМаш им. Подгорного НАНУ, 2015. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с этикетки диска. *Здобувачем створено геометричну модель корпусу ЦСТ, розраховано мінімально-необхідні зусилля затяжки шпильок та виконано порівняння рівню напружень.*

11. Черноусенко, О. Ю. Вплив ремонтних відновлень корпусів ЦВТ і ЦСТ К-200-130 Луганської ТЕС на залишковий ресурс [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. – К. : НТУУ «КП», 2013. – С. 97. *Здобувачем виконано огляд літератури з питань тріщиностійкості та ремонтпридатності.*

12. Черноусенко, О. Ю. Дослідження ресурсних можливостей корпусу ЦСТ турбіни К-200-130 ЛМЗ: геометричне моделювання [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. – К. : НТУУ «КПІ», 2015. – С. 114. *Здобувачем створено геометричну модель корпусу ЦСТ з врахуванням ремонтних змін проектної конструкції.*

13. Черноусенко, О. Ю. Швидкість вичерпання ресурсу енергетичного обладнання, що працює в маневреному режимі [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, В. С. Гусаківський // Матеріали 82 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті” – К.: НУХТ, 2016 р. – Ч.2. – С. 189. *Здобувачем виконано оцінку пошкоджуваності та ресурсу енергоблоків 200-300 МВт пилувугільних ТЕС при роботі в маневреному режимі.*

14. Черноусенко, О. Ю. Вплив роботи в маневреному режимі на економічність енергетичного обладнання [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, О. С. Мороз // Матеріали 82 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті” – К.: НУХТ, 2016 р. – Ч.2. – С. 190. *Здобувачем розраховано прогнозовані показники економічності пилувугільних ТЕС при роботі в маневреному режимі.*

15. Черноусенко, О. Ю. Надійність та аварійність енергетичного обладнання при роботі в маневрових режимах [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, І. С. Беднарська // Матеріали 82 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті” – К.: НУХТ, 2016 р. – Ч.2. – С. 191. *Здобувачем виконано розрахунок питомих показників пошкоджуваності та напрацювання на відмову.*

16. Черноусенко, О. Ю. Оцінка ресурсних показників РВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В.

А. Пешко // Матеріали 83 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у ХХІ столітті” – К.: НУХТ, 2017 р. – Ч.2. – С. 206. *Здобувачем розраховано інтенсивності напружень для різних режимів експлуатації та розраховано залишковий ресурс ротору.*

17. Черноусенко, О. Ю. Вичерпання ресурсу обладнання енергоблоків 300 МВт при роботі в маневреному режимі [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, О. С. Мороз // «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. У 2 т. – К. : НТУУ «КПІ», 2016. – Т. 1. – С. 139. *Здобувачем оцінено ресурс енергоблоків 300 МВт при роботі в маневреному режимі.*

18. Черноусенко, О. Ю. Аварійність ТЕС при роботі в маневреному режимі [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, І. С. Беднарська // «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. У 2 т. – К. : НТУУ «КПІ», 2016. – Т. 1. – С. 138. *Здобувачем розраховані показники надійності роботи пилувугільних енергоблоків потужністю 200-300 МВт.*

19. Черноусенко, О. Ю. Техніко-економічні показники енергоблоків ТЕС «ДТЕК Енерго» при роботі на змінних навантаженнях [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, Л. С. Бутовський, [та ін.] // XII Міжнародна науково-практична конференція «Вугільна енергетика: шляхи реконструкції та розвитку» – К., 2016. – С. 80-84. *Здобувачем отримано прогнозовані показники економічності при роботі в режимі щоденного пуску-зупинки.*

## ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	9
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	12
ВСТУП.....	14
РОЗДІЛ 1. РЕСУРСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ І ПРОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН.....	20
1.1. Стан енергетичного обладнання України та його ресурсні показники.....	20
1.2. Оцінка граничного стану та залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін.....	23
1.3. Продовження терміну експлуатації парових турбін, шляхом проведення маловитратних модернізацій.....	36
1.4. Постановка задачі дослідження.....	42
Висновки до розділу 1.....	43
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ОЦІНКИ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН.....	47
2.1. Оцінка теплового стану елементів парових турбін.....	47
2.2. Розрахункове дослідження теплового та напружено- деформованого стану ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5».....	56
2.3. Оцінка малоциклової втомлюваності, довготривалої міцності, пошкоджуваності основного металу та залишкового ресурсу елементів турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5».....	63
Висновки до розділу 2.....	73
РОЗДІЛ 3. УПРАВЛІННЯ ЗАЛИШКОВИМ РЕСУРСОМ КОРПУСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН НА НАДКРИТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПАРИ ТЕХНОЛОГІЧНИМ МЕТОДОМ.....	75
3.1. Оцінка ТС та НДС корпусних елементів парових турбін.....	75

3.2. Малоциклова втомлюваність та залишковий ресурс корпусних елементів турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС.....	82
3.3. Оцінка впливу зусиль, що виникають у фланцевих з'єднаннях та управління залишковим ресурсом зміною зусиль затяжки шпильок.....	85
Висновки до розділу 3.....	91
<b>РОЗДІЛ 4. КОНСТРУКТИВНІ ТА СХЕМНІ МЕТОДИ</b>	
<b>УПРАВЛІННЯ РЕСУРСОМ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ</b>	
<b>ЕЛЕМЕНІВ ПАРОВИХ ТУРБІН.....</b>	
4.1. Управління ресурсом парових турбін модернізацією схеми подачі пару до кінцевих ущільнень циліндрів високого та середнього тиску.....	94
4.2. Вплив подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень на залишковий ресурс корпусних елементів ЦВТ турбіни К-200-130-3.....	97
4.3. Управління залишковим ресурсом роторів парових турбін зміною схеми живлення передніх кінцевих ущільнень.....	110
4.4. Зміна конструкції термокомпенсаційних канавок, як метод управління залишковим ресурсом діючих роторів парових турбін.....	119
Висновки до розділу 4.....	125
<b>РОЗДІЛ 5. РЕЖИМНІ МЕТОДИ УПРАВЛІННЯ ЗАЛИШКОВИМ</b>	
<b>РЕСУРСОМ ТУРБІННОГО ОБЛАДНАННЯ В УМОВАХ</b>	
<b>МАНЕВРЕНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....</b>	
5.1. Вплив маневрених режимів роботи ТЕС на надійність та техніко-економічні показники енергетичного обладнання.....	129
5.1.1. Надійність та аварійність енергоустаткування ТЕС при роботі маневрених режимах експлуатації.....	131
5.1.2. Вплив маневреної експлуатації ТЕС на техніко-Економічні показники ефективності роботи обладнання.....	136
5.2. Ресурсні показники роботи турбінного обладнання при експлуатації в режимі щоденного пуску-зупинки.....	140

5.3. Управління залишковим ресурсом парових турбін зміною режимів маневреної експлуатації.....	147
Висновки до розділу 5.....	152
ВИСНОВКИ.....	154
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	158
ДОДАТКИ.....	177
ДОДАТОК А. ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ З ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМИ ТА РОЗРАХУНКОВИМИ ДАНИМИ ІНШИХ АВТОРІВ.....	178
ДОДАТОК Б.....	184
ДОДАТОК В.....	185
ДОДАТОК Г.....	186

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АЕС – атомна електростанція  
БуТЕС – Бурштинська ТЕС  
ВЕС – вітряна електростанція  
ГАЕС – гідроакумулювальна електростанція  
ГЕС – гідроелектростанція  
ГНД – галузевий нормативний документ  
ГС – пуск з гарячого стану металу  
ГУ – граничні умови  
ДобТЕС – Добровіська ТЕС  
ЗаТЕС – Запорізька ТЕС  
ЗКУ – задні кінцеві ущільнення  
ЗуТЕС – Зуївська ТЕС  
ДТМ – довготривала міцність  
КІН – коефіцієнт інтенсивності напружень  
КрТЕС – Криворізька ТЕС  
КуТЕС – Курахівська ТЕС  
ЛадТЕС – Ладижинська ТЕС  
ЛуТЕС – Луганська ТЕС  
МКЕ – метод кінцевих елементів  
МЦВ – малоциклова втомлюваність  
НДС – напружено-деформований стан  
НС – пуск із неостиглого стану металу  
ОЕС – об'єднана енергетична система  
ПЕОМ – персональна електронна обчислювальна машина  
ПКУ – передні кінцеві ущільнення  
ППР – планово-попереджувальний ремонт  
ПрТЕС – Придніпровська ТЕС  
ПТУ – паро-турбінна установка



РВТ – ротор високого тиску

РД – керівний документ

РСТ – ротор середнього тиску

РТМ – керівний технічний матеріал

САПР – система автоматизованого проектування

СЕС – сонячна електростанція

ТЕС – теплова електростанція

ТЕП – техніко-економічні показники

ТЕЦ – теплоелектроцентрально

ТС – тепловий стан

ХС – пуск із холодного стану металу

ЦВТ – циліндр високого тиску

ЦСТ – циліндр середнього тиску

ст. – станційний номер

## ВСТУП

Теплові електричні станції відіграють важливу роль у генерації електричної енергії в Об'єднаній енергетичній системі України. Підтримання ефективності їхньої роботи на високому рівні є стратегічно-важливою задачею. Проте ця задача значно ускладнюється тим, що більшість енергетичного обладнання України відпрацювало свій проектний та подовжений парковий ресурс. Рішенням може стати побудова нових енергетичних потужностей, однак це потребує залучення великої кількості основних фондів та супроводжується значними капітальними затратами. Набутий досвід в експлуатації однотипного устаткування на різних електростанціях дозволяє виконувати продовження допустимого терміну роботи турбінного обладнання понад парковий ресурс. Через те, що більшість деталей паросилових установок зношуються повільніше ніж окремі високонапружені елементи, реновація всієї установки може бути виконана заміною лише її окремих вузлів. Дані операції виконуються під час розширених планово-попереджувальних ремонтів і здатні повністю поновити фізичну працездатність турбіни.

**Актуальність теми.** Забезпечення надійної та довгострокової експлуатації паротурбінного обладнання ТЕС України потребує визначення індивідуального ресурсу його високотемпературних елементів. Призначений термін експлуатації, в значній мірі, обмежується різними технологічними, конструктивними, або режимними факторами, що не передбачались, чи не достатньо вивчались на стадії проектування. Прискорене вичерпання залишкового ресурсу діючого устаткування, в умовах сучасного економічного стану, є недопустимим, оскільки поточне напручування більшості турбінного обладнання уже перевищує паркове.

Виявлення домінуючих факторів та механізмів старіння, зменшення або обмеження їхнього впливу на темпи вичерпання призначеного терміну експлуатації високотемпературних елементів парових турбін, ставить задачу управління залишковим ресурсом на якісно новий рівень. Тому, визначення

ефективності існуючих та розробка нових методів управління ресурсом є актуальною задачею, як в науковому, так і в практичному плані.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, темами.** Дисертаційна робота виконана на кафедрі Теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій в межах комплексних д/б науково дослідних робіт № 2539-п 2012-2013 рр. «Підвищення ефективності та надійності функціонування устаткування ТЕС та малої енергетики в змінних режимах роботи» (номер державної реєстрації 0112U001751), № 2716-п 2014-2015 рр. «Розробка засобів із продовження надійної та економічної експлуатації енергогенеруючих об'єктів у маневрових режимах» (№ ДР 0114U000564), № 2803-п 2015-2016 рр. «Розробка засобів із продовження експлуатації високо температурних елементів енергетичного та промислового обладнання» (№ ДР 0115U000340), № 2942-п 2016-2017 рр. «Підвищення ефективності та екологічності роботи енергетичного устаткування при різних видах палива та умовах управління навантаженням» (№ ДР 0116U003741), де здобувач був виконавцем.

**Мета і завдання дослідження.** *Метою дисертаційної роботи є наукове обґрунтування збільшення залишкового напрацювання діючого турбінного обладнання, завдяки управлінню ресурсом, застосуванню маловитратних модернізацій, конструктивних змін та схемних рішень.*

*Поставлена мета досягається шляхом вирішення таких завдань:*

- аналіз надійності, залишкового ресурсу, техніко-економічних показників та відомих методів продовження експлуатації високотемпературних елементів парових турбін ТЕС України з напрацюванням, що перевищує паркове;
- розрахункові дослідження теплового та напружено-деформованого стану корпусів та роторів високого і середнього тиску парових турбін потужністю 100, 200, 800 МВт;
- дослідження впливу реальних поточних зусиль затяжки шпильок фланцевого з'єднання корпусів ЦВТ на напружено-деформований стан та

розробка технологічного методу управління ресурсом корпусних елементів ЦВТ;

- розрахункова оцінка ефективності методів управління ресурсом високотемпературних елементів парових турбін зміною конструкції за період експлуатації та схемними рішеннями;
- оцінка аварійності, ресурсних і техніко-економічних показників роботи парових турбін, потужністю 200-300 МВт пилувугільних ТЕС при збільшенні числа змінних режимів експлуатації;
- розробка методу управління залишковим ресурсом парових турбін зміною режимів маневреної експлуатації.

*Об'єкт дослідження* – експлуатаційні процеси зношуваності високотемпературних елементів парових турбін.

*Предмет дослідження* – управління індивідуальним ресурсом високотемпературних елементів парових турбін великої потужності з урахуванням впливу технологічних, конструктивних, схемних та режимних факторів

*Методи дослідження* включають в себе чисельне дослідження теплового та напружено-деформованого стану роторів та корпусних елементів парових турбін з використанням сучасних методів математичного моделювання, які базуються на основних положеннях нестационарної теплопровідності та механіки твердих тіл, з використанням чисельних методів вирішення задач математичної фізики та розрахункових методів інженерного аналізу.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає у вирішенні, за допомогою розрахункових чисельних досліджень, актуальної прикладної науково-технічної проблеми уповільнення темпів зношуваності високотемпературних елементів паротурбінного обладнання, із застосуванням маловитратних технологій модернізації та управління залишковим ресурсом.

1. Для РВТ парової турбіни Т-100/120-130 створено модель комплексної оцінки теплового, напружено-деформованого стану, статичної та малоциклової втомлюваності з врахуванням конструктивних елементів, наявних ремонтно-

відновлювальних змін проектної конструкції та реальних графіків пуску на базі 3D-просторового аналогу.

2. Вперше виконано оцінку напружено-деформованого стану корпусних елементів ЦВТ турбін К-800-240-2 і К-200-130-3 з врахуванням поточних зусиль затяжки шпильок у фланцевому з'єднанні. Для турбіни К-800-240-2 запропоновано технологічний метод управління залишковим ресурсом, зміною зусиль затягу шпильок.

3. Удосконалено модель комплексної оцінки теплового та напружено-деформованого стану ротору середнього тиску турбіни К-200-130-3, повним представленням геометрії об'єкту від передньої до задньої напівмуфти. Оцінено вплив реконструкції та подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень на ресурс турбіни К-200-130-3 в межах одного об'єкту.

4. Вперше проведено розрахункову оцінку впливу роботи енергетичного обладнання ТЕС України потужністю 200-300 МВт в режимі щоденного пуску-зупинки на аварійність, швидкість вичерпання ресурсу та техніко-економічні показники. Запропоновано метод управління залишковим ресурсом парових турбін 200 МВт зміною режимів маневреної експлуатації.

### **Практичне значення отриманих результатів.**

1. Обґрунтовано рекомендації щодо продовження терміну експлуатації ротору високого тиску турбіни Т-100/120-130 блоку № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5». Визначено вплив конструкції та режимних параметрів на тепловий, напружено-деформований стан, статичну та малоциклову втомлюваність ротору.

2. Встановлено вплив зусиль затяжки шпильок фланцевого з'єднання на напружено-деформований стан та залишковий ресурс корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 блоку № 7 Слов'янської ТЕС. Запропоновано метод зменшення рівню інтенсивності напружень в корпусі ЦВТ зміною поточних зусиль затяжки шпильок.

3. Отримано розрахункові дані, щодо позитивного впливу зміни конструкції ущільнень та подачі більш гарячого пару до передніх кінцевих

ущільнень на залишковий ресурс корпусу ЦВТ та ротору середнього тиску турбіни К-200-130-3 блоку № 3 Курахівської ТЕС.

4. Встановлено степінь зменшення надійності, залишкового ресурсу та погіршення техніко-економічних показників пиловугільних блоків 200-300 МВт ТЕС ТОВ «ДТЕК Енерго» у разі роботи в маневреному режимі щоденного пуску-зупинки.

Результати дослідження, щодо продовження терміну експлуатації турбіни К-800-240-2 впроваджені на блоці № 7 Слов'янської ТЕС (акт про впровадження від 08.09.2015 р.), продовження терміну експлуатації турбіни Т-100/120-130 блоку № 1 Харківської ТЕЦ-5 (довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 01-15/2280 від 30.11.2016 р.). Результати розрахунків аварійності, залишкового ресурсу та техніко-економічних показників використані ТОВ «ДТЕК Енерго» (довідка про використання результатів від 31.03.2016 р.).

**Особистий внесок автора.** Основні наукові результати дисертаційної роботи здобувачем отримані самостійно. Серед них, зокрема, виконано огляд літературних джерел та поставлена задача дослідження; вдосконалено комплексний підхід щодо продовження терміну експлуатації високотемпературних елементів парових турбін; створено просторові 3D-аналоги РВТ турбіни Т-100/120-130, корпусів ЦВТ турбін К-800-240-2 і К-200-130-3, РСТ К-200-130-3; проведено чисельне дослідження ТС та НДС зазначених вище об'єктів; виконано розрахунки малоциклової втомлюваності та залишкового ресурсу РВТ блоку № 1 Харківської ТЕЦ-5, корпусів ЦВТ турбін блоків № 7 Слов'янської ТЕС та № 3 Курахівської ТЕС, РСТ блоку № 3 Курахівської ТЕС за різних режимів експлуатації та методів управління ресурсом. Здобувач приймав участь у розрахунку граничних умов теплообміну в корпусних елементах та роторах зазначених вище об'єктів.

**Апробація результатів дослідження.** Основні положення і результати роботи доповідались та обговорювались на: XII Міжнародній науково-практичній конференції «Вугільна енергетика: шляхи реконструкції та

розвитку» (м. Київ, 21.09.2016), XV Міжнародній науково-технічній конференції «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (м. Харків, 16.09.2015), XII Міжнародній науково-технічній конференції НТУ «ХП» «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (м. Харків, 27.04.2016), IV міжнародній науково-практичній конференції «Шляхи і методи підвищення економічності та надійності роботи турбогенераторів ТЕС, АЕС, ГЕС, ТЕЦ що відпрацювали парковий ресурс» (сmt. Славське, 25.05.2016), XXVII МПК «Інноваційний потенціал світової науки XXI сторіччя» (м. Запоріжжя, 21.05.2014), 82 та 83 міжнародній науковій конференції молодих учених, аспірантів і студентів «Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті» (м. Київ, 2016, 2017), XI, XIII-XV Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (м. Київ, 2013, 2015-2017).

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел інформації і додатків. Повний обсяг дисертації складає 186 сторінок, серед них 61 рисунок за текстом, 3 рисунки на 2 окремих сторінках, 28 таблиць за текстом, 1 таблиця на 2 окремих сторінках, список використаних джерел зі 142 найменувань на 19 сторінках, 4 додатків на 10 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### РЕСУРСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ І ПРОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

#### **1.1. Стан енергетичного обладнання України та його ресурсні показники**

Енергетика України є одною з головних областей господарсько-економічної діяльності країни. Вона включає в себе велику кількість підсистем, які відповідають за перетворення, розподілення і використання енергетичних ресурсів. Центральним елементом енергетики є електричні станції, які класифікуються за видом використовуваної первинної енергії і видом застосовуваних для цього перетворювачів.

Сумарна встановлена потужність електростанцій України складає 54,64 ГВт станом на 01.01.2015. При чому потужність ТЕС України становить 27,7 ГВт (50,69 %), ТЕЦ – 6,55 ГВт (11,99 %), АЕС – 13,84 ГВт (25,32 %), ГЕС та ГАЕС – 5,78 ГВт (10,58 %), ВЕС – 0,42 ГВт (0,77 %), СЕС – 0,35 ГВт (0,65 %) [1]. У 2015 році, за рахунок проведених реконструкцій і модернізацій існуючого та введення в експлуатацію нового обладнання, було збільшено сумарну встановлену потужність на 183,6 МВт (станом на 19.02.2016) [2].

В структурі виробництва електроенергії в ОЕС України доля генерації по типу електростанцій виглядає наступним чином: АЕС – 55,7 % (87,63 ТВт·год виробленої електричної енергії за 2015 рік), ТЕС – 31,5 % (49,5 ТВт·год), ТЕЦ – 3,6 % (5,7 ТВт·год), ГЕС та ГАЕС – 4,3 % (6,81 ТВт·год), комунальні ТЕЦ та блок-станції – 3,9 % (6,14 ТВт·год), нетрадиційні джерела енергії – 0,9 % (1,48 ТВт·год). Сумарний коефіцієнт використання встановленої потужності складає 36,45 % [3].

Енергетична стратегія України на період до 2030 року [4] передбачає збільшення генерації електричної енергії на ТЕС. Варто відзначити збільшення ролі ТЕС у регулюванні навантаження ОЕС України, хоча більшість енергоблоків була спроектована для роботи в базовій та напівбазовій частині



графіка навантажень. Таке часте залучення потужностей ТЕС до покриття напівпікових та пікових навантажень, а також робота на непроектному паливі значно прискорює зношення обладнання та призводить до зниження його техніко-економічних показників та надійності.

Поточне напруження енергоблоків ТЕС України виглядає наступним чином: 18 % блоків мають напруження менше 150 тис. год., 11,5 % блоків експлуатуються на протязі 150-200 тис. год., 23,5 % теплових енергопотужностей – 200-250 тис. год., 37,5 % енергоблоків відпрацювали від 250 до 300 тис. год., а напруження 9,5 % обладнання перевищило відмітку у 300 тис. год. [2-3, 5] Іншими словами, енергоустаткування на ТЕС України відпрацювало свій проектний ресурс.

Варто відзначити, що в 60-х роках минулого століття, при проектуванні турбін на критичні параметри, дані по критеріям довготривалої міцності були закладені екстраполяцією існуючих дослідних даних на базі  $10^4 - 3 \cdot 10^4$  годин випробувань [6]. Цей підхід значно зменшив межі довготривалої міцності та повзучості та встановив значення проектного ресурсу турбін з великим запасом (100 тис. год.) В подальшому, з накопиченням досвіду експлуатації таких турбін та проведенням додаткових досліджень в області механіки руйнування було виконано перехід від оцінки стану обладнання по проектному ресурсу до паркового та індивідуального ресурсів [7-8].

Саме поняття ресурсу відображає сумарне напруження об'єкту від початку його експлуатації або її відновлення після ремонту до переходу в граничний стан [9]. Граничним станом прийнято називати такий стан обладнання, за якого його подальша експлуатація є недопустимою. Фізичною причиною наближення граничного стану є накопичення пошкоджуваності в металі основних деталей та вузлів паротурбінних установок по механізмам повзучості та малоциклової втомлюваності [10]. Таким чином, якщо для даного типу обладнання пошкоджуваність накопичується, в основному, по механізмам повзучості – його парковий ресурс визначається в одиницях часу. У випадку

коли домінуючий вплив має малоциклова втомлюваність – ресурс визначається двома незалежними параметрами: напрацюванням та кількістю пусків.

Значення паркового ресурсу турбін, що встановлені на ТЕС України, в залежності від параметрів їх експлуатації, потужності та заводу виробника [11], представлені в табл. 1.1.

**Таблиця 1.1**

**Значення паркового ресурсу турбін**

Завод-виробник	Тиск свіжого пару, МПа	Потужність, МВт	Парковий ресурс	
			Напрацювання, тис. год.	Кількість пусків
ПАТ «ТМЗ»	9 та менше 13-24	50 та менше 50-250	270	900
			220	600
АТ «ЛМЗ»	9 та менше 13-24 24	100 та менше 50-300 50-1200	270	900
			220	600
			100	300
ПАТ «Турбоатом»	9 та менше 13-24 24 24	50 та менше 160 300 500	270	900
			200	600
			170	450
			100	300

Парковий ресурс – це напрацювання однотипних за конструкцією, маркою сталі та умовах експлуатації елементів енергетичного обладнання, в межах якого забезпечується їх безаварійна робота при дотриманні вимог діючої нормативної документації з технічної діагностики [12]. При призначенні паркового ресурсу враховується досвід експлуатації однотипного по конструкції обладнання, а також досвід пошкодження устаткування при певних параметрах середовища (тиск та температура). Парковий ресурс не має чіткого регламенту для розрахунку та не може врахувати специфіку експлуатації обладнання за певних умов на окремих електростанціях. Він призначається для обґрунтування можливості подальшої експлуатації енергетичного устаткування понад проектний ресурс, який був закладений з великими запасами по надійності.

Після вичерпання обладнанням, свого паркового ресурсу існує можливість продовження його експлуатації після розрахунку індивідуального ресурсу для кожного вузла енергоблоку. Індивідуальний ресурс встановлюється за результатами індивідуального обстеження окремого елемента, або невеликої групи однотипних елементів обладнання конкретної ТЕС. Він здатен врахувати специфіку експлуатації кожного окремого блоку, результати планово-попереджувальних ремонтних робіт та проведених модернізацій. Критерії оцінки та алгоритм прийняття рішення про можливість та умови експлуатації обладнання протягом залишкового ресурсу є більш визначеними. Це є наслідком накопичення та аналізу досвіду експлуатації обладнання протягом проектного і подальшого за ним паркового терміну служби [13].

Однак проведення оцінки індивідуального залишкового ресурсу є складною задачею, оскільки вона потребує проведення великого комплексу робіт, таких як аналіз технічної документації ТЕС, щодо умов експлуатації та кількості пусків, контроль металу основних елементів, дослідження структури і властивостей металу основних елементів, розрахункової оцінки напруженого стану і залишкового ресурсу найбільш напружених деталей паросилових установок [14].

## **1.2. Оцінка граничного стану та залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін**

Високотемпературні елементи парових турбін великої потужності знаходяться в складних умовах експлуатації. Ці деталі зазнають сумісної дії високих тисків, температур та значних крутних моментів. Всі характеристики металу, що тривалий час перебуває при високій температурі, погіршуються в більшій чи меншій мірі незалежно від того, знаходиться він під напруженням чи ні. При високій температурі відбувається зміна його структури, і він поступово втрачає свою міцність [15]. Іншими словами, відбувається поступове старіння металу, фізична причина якого, полягає в зернистій структурі металу та утворенні пор на межі зерен. Аналіз зміни структури металу по мірі терміну служби устаткування показує, що після досить тривалого часу на кордонах

сусідніх зерен металу виникають окремі мікропори [16]. Їх кількість зростає, і поступово з'являються ланцюжки мікропор. У свою чергу ланцюжки мікропор при подальшому розвитку процесу повзучості перетворюються на мікротріщини, довжина яких досягає одного-двох зерен [17-18]. Тому часто, граничним станом для товстостінних елементів парових турбін вважається поява тріщин таких розмірів, що не допускають або обмежують подальшу експлуатацію турбоустановки [19].

Кількість марок сталей, що використовуються для виготовлення високотемпературних елементів парових турбін досить обмежена. Тому кожна з них проходила тривалі стадії розробки, дослідження властивостей за низьких та високих температур, а також апробацію в експлуатації [20]. Ці матеріали підібрані таким чином, щоб витримувати складні умови від сумісної дії високих тисків та високих температур.

Під час експлуатації накопичується необоротна залишкова деформація, що значно зменшує пластичні властивості металу. Деформація в будь-який момент часу є сумою пластичною та пружної деформації. В процесі роботи йде накопичення пластичної деформації, в результаті чого пружна деформація, що викликана робочими напруженнями переходить в пластичну (необоротну) [21-22].

Формування та розвиток тріщин вивчається, в основному, емпіричним шляхом за допомогою механіки руйнування. Такий метод дослідження особливо поширений за кордоном [23-26]. За допомогою експериментальних установок проводиться прискорене старіння досліджуваних зразків-напівфабрикатів (вирізків металу із заготовок для виготовлення роторів, корпусів парових турбін) для визначення часу до руйнування. На базі отриманих даних будуються криві тривалої міцності, або малоциклової втомлюваності, а також встановлюються емпіричні залежності, що описують механізми накопичення пошкоджуваності за певних умов навантаження.

Так, наприклад, в роботі [27] розглянуто процес формування тріщин по механізму малоциклової втомлюваності та довготривалої міцності на прикладі

хвостовиків турбінних лопаток ялинкового типу. Проведено чисельний та натурний експеримент. Вказано, що за початкової температури робочого тіла близько 550 °С на механізм формування тріщин для сталей сплавів, легованих нікелем або хромом, більш суттєво впливає малоциклова втомлюваність. Найбільші напруження виникають у диску ротору в місцях зчеплення перших зубців ялинкових хвостовиків лопаток. В ході натурального експерименту було встановлено та проаналізовано зони зародження тріщин та механізм їхнього подальшого розповсюдження.

Проводяться дослідження старіння сталей в умовах частих пусків та вологого середовища, що є характерним для останніх ступенів циліндру низького тиску парових турбін [28]. Зазначено, що в дистильованій воді (яка імітує сконденсований пар) число циклів обмежується в 1,5-3 рази більше ніж в кисневому середовищі при значеннях приведеної деформації більше 0,1 %, однак при менших значеннях – допустиме число циклів майже однакове. Також встановлено, що наявність вологи на поверхні металу, не так суттєво впливає на ініціацію зародження тріщин, як дефекти виготовлення металу – пористість та мікро тріщини [29].

У відношенні довготривалої міцності, основною причиною появи втомлюваних тріщин є зменшення пластичності матеріалу через постійну дію високих температур. Чим довше має пропрацювати деталь, тим більш низьке значення має межа довготривалої міцності. Таким чином, при достатньо великому строку служби, робочі напруження та межа довготривалої міцності можуть зблизитись настільки, що може бути вичерпана робоча спроможність деталі і настане її пошкодження по механізму повзучості [30]. Максимальне вичерпання довготривалої пластичності і збільшення крихкості матеріалу в роторах ВТ і СТ має місце в зонах, де слабо проявляються циклічні напруження, які сприяють більш ранньому утворенню тріщин [31].

Зменшення пластичності сталей при тривалій роботі під дією високих температур пов'язано, насамперед, зі збільшенням кількості бейнітних та карбідних колоній, які підвищують загальну твердість мікроструктур, але, в той

же час, підвищують крихкість та зменшують тріщиностійкість. Збільшення вмісту хрому збільшує механічну міцність та підвищує значення коефіцієнту повзучості для стаціонарних напружень [32].

Варто відзначити, що до появи тріщини, яка призведе до неможливості або обмеження подальшої експлуатації сталі, лише 10-30 % терміну експлуатації деталь існує без будь-яких тріщини, а 70-90 % часу деталь експлуатується з тріщиною [33].

З накопиченням експериментальної бази та досвіду досліджень в області механіки руйнування відбувся перехід від імовірнісних методів оцінки надійності обладнання до оцінки індивідуального ресурсу старіючого обладнання на основі комплексного методу, що включає в себе результати руйнівного та неруйнівного контролю з перевірочними розрахунками на міцність. Звичайна дефектоскопія поступово витісняється методами технічної діагностики, з'являється необхідність у повному обстеженні старіючого устаткування [34].

При оцінці індивідуального ресурсу енергетичного обладнання часто застосовуються методи і способи неруйнівного контролю, такі як вимірювання твердості, коерцитивної сили та інших магнітних характеристик металу. Розроблені та використовуються на практиці комплексні методи неруйнівного контролю фізико-механічних властивостей металу на базі установок для одночасного використання магнітографічного методу і способу кінетичного ідентифікування [35].

Поширеним та ефективним способом технічного діагностування є метод магнітної пам'яті металу. Контроль елементів турбіни проводиться за допомогою спеціалізованих скануючих приладів та магнітометричних вимірювачів концентрації напружень. Ці прилади реєструють залишкове магнітне поле. В зонах концентрації напружень залишкове магнітне поле несе стрибкоподібний характер. Подальша експлуатація турбіни в таких умовах може призвести до втомного руйнування [36].

Методика оцінки залишкового ресурсу корпусних деталей за швидкістю росту тріщин в металі [37], вимагає встановлення швидкості росту тріщини за міжремонтний період до виявлення цієї тріщини. Також виконується оцінка ефективної товщини стінки, яку треба пройти тріщині від поверхні до критичної точки, що спровокує втрату міцності. За швидкістю росту тріщини та ефективною товщиною стінки можна встановити час розвитку тріщини на допустиму глибину та розрахувати залишковий ресурс.

В умовах коли руйнівний контроль є не прийнятним і необхідно виявити радіальні та поперечні дефекти у валах турбомашин, застосування ультразвукової дефектоскопії та акустичної емісії не здатні врахувати розміщення дефектів, тому зручним методом дефектоскопії є метод фотопружності [38]. В процесі експлуатації можуть виникати втомні тріщини в місцях зварних стиків. Вони можуть виникати через неякісне виконання зварних швів, через яке можуть з'явитись тріщини, непровари і т.п. На прогнозування залишкового ресурсу впливає також форма і розміщення тріщин. За експериментальними даними було отримано аналітичні залежності, які дозволяють проводити розрахунки на крихку, статичну та циклічну міцність зварних з'єднань з тріщинами.

Існує методика діагностування технічного стану турбіни та її ресурсних можливостей за показниками її економічності [39]. Ця методика базується на показаннях станційних приладів для вимірювання тиску і температури пара на вході та виході з циліндру, в відборах на регенерацію та перших відсмоктувачах кінцевих ущільнень. За цією методикою можна точно визначити рівень поточної експлуатаційної економічності і стан проточної частини циліндрів, встановити момент зміни ККД, його величину та причини (знос лопаток, ущільнень), оцінювати якість проведеного ремонту чи модернізації та прогнозувати майбутні ремонти. Все це дозволяє перейти від регламентованого міжремонтного періоду до ремонту за фактичним станом турбіни [40-41]. Параметричний метод діагностування базується на обробці і аналізі тиску, температури, швидкості потоку, витраті робочого тіла, прохідної

площі характерних перерізів пароводяного тракту ПТУ. Перевагами такого методу є збір інформації в режимі on-line за працюючої ПТУ, що дає можливість знайти ряд недоліків на ранній стадії, прослідкувати історію їх розвитку і прогнозувати подальші тенденції [42].

Одним з методів діагностування стану обладнання безпосередньо під час експлуатації є вібродіагностика [43]. За показаннями штатних вібродатчиків можна оцінювати поточний стан статора. Однак в основному, до показань вібродатчиків звертаються лише при виході віброхарактеристик за допустимі норми. Проте за відношенням амплітуди вібрацій на холостому ході до амплітуди при навантаженні можна оцінювати поточний технічний стан обладнання [44].

Періодичність перевірки металу турбіни з початковою температурою пари більше 450 °C складає кожні 25 тис. год. експлуатації [45]. Проте для парку турбоустановок з однаковими початковими параметрами пара, умови праці корпусів різних енергоблоків можуть суттєво відрізнятися. Тому існує диференційований підхід до встановлення періодичності контролю. В найбільш складних умовах працюють корпуси стопорних та регулюючих клапанів, вони знаходяться в температурному режимі близькому до температури на виході з котла, тому мають бути діагностовані кожні 25 тис. год. Проте їхня конструкція передбачає діагностування без виведення турбіни у капітальний ремонт. Метал корпусів ЦВТ і ЦСТ експлуатується у більш привабливих умовах, тому можна допустити їхнє діагностування кожні 50 тис. год. Також корпуси, що мають ремонтні заварки на глибину більше 50% товщини стінки слід діагностувати частіше. По умовах надійності корпусних деталей немає перепон для збільшення міжремонтного періоду турбін до 6 років [46-47].

Не зважаючи на великий обсяг існуючих методів діагностування та контролю енергетичного обладнання теплових електростанцій, для більш точної та повної оцінки індивідуального ресурсу існує необхідність у визначенні напружено-деформованого стану окремих вузлів та деталей. Оскільки головними джерелами появи пошкоджень є зони концентрації



напружень, саме в них слід в першу чергу досліджувати структурно механічні властивості металу. Для корпусних деталей зонами концентрації напружень [48-50], а одночасно і найбільш вірогідними місцями для появи тріщин є:

- пароперепускні та паровідводні патрубки;
- радіусні переходи на зовнішній і внутрішній поверхнях клапанів;
- кільцева зона перед та під сопловими коробками;
- краї розточок під діафрагми і обойми діафрагм;
- поверхня фланцевого роз'єму і шпилькових отворів;
- дренажні отвори і зони патрубків відбору пари;
- патрубки підводу пари до кінцевих ущільнень ротора.

Для роторів високого та середнього тиску парових турбін [51], концентраторами напружень є:

- зона осьового каналу під високотемпературними ступенями;
- терморозвантажувальні канавки та радіусні переходи;
- ободи дисків високотемпературних ступенів в місцях кріплення замкових лопаток;
- галтелі дисків високотемпературних ступенів;
- радіуси закруглення паро розвантажувальних отворів в дисках.

Колодязі дисків є сильно напруженими елементами роторів, в особливості свердління в дисках під кріплення замкових лопаток. В них накопичуються значні залишкові напруження, які провокують появу численних розтріскувань та зниження надійності [52]. Запропоновано наступний метод усунення сітки розтріскувань в колодязях ступенів – отвір для пальців замкових лопаток розширюють на величину, що перевищує глибину тріщини в 1,3 рази. Наступним кроком отриманий отвір заварюють за допомогою спеціальної установки і виконують новий отвір у зварному металі. Вказано, що такий метод ремонту здатний повністю нівелювати залишкові напруження [53].

Сучасний загальний алгоритм розрахунку залишкового ресурсу включає в себе наступні етапи: визначення температурних полів та теплового стану

обладнання, визначення рівню температурних напружень, накопиченої пошкоджуваності від статичних та циклічних навантажень для зон концентрації напружень, оцінку ресурсу, визначення часу росту тріщини і граничного часу для призначення дефектоскопічного контролю [51].

Порядок та загальна методика реалізації вищевказаного алгоритму розрахунку ресурсних, техніко-економічних параметрів та показників надійності регламентуються в Україні відповідними галузевими нормативними документами, керівними технічними матеріалами, керівними документами та типовими інструкціями [54-61]. Дані нормативні документи встановлюють порядок контролю металу, розрахунку температурних полів, розрахунків на малоциклову втомлюваність та довготривалу міцність для основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій.

Відповідно до вказаних вище нормативних документів, розроблено методику з оцінки залишкового ресурсу турбінного обладнання [62], що включає в себе наступні етапи: аналіз технічної документації з умов експлуатації, даних щодо пускових режимів та результатів проведеної дефектоскопії. Наступним кроком виконується створення просторового 3D-аналогу досліджуваного елемента з врахуванням результатів виконаних ремонтних робіт в ході планово-попереджувальних ремонтів. Вирішення краєвої задачі нестационарної теплопровідності, з заданням на всіх поверхнях теплообміну граничних умов I–IV роду, що відповідають пусковим характеристикам та експлуатаційному режиму. Далі проводиться розрахунок фактичного напружено-деформованого стану деталі і оцінка її статичної та циклічної пошкоджуваності, а також залишкового часу роботи та індивідуального ресурсу.

При розрахунках НДС використовуються складні рівняння рівноваги в тензометричній постановці та рівняння пружності. В ході розв'язання таких рівнянь знаходять головні осьові напруження в досліджуваному елементі та значення інтенсивності напружень по Мізесу. Знаючи величину амплітуди

інтенсивності напружень за цикл, встановлюють величину, приведену до симетричного циклу навантаження, інтенсивності деформації [63].

Часто для чисельного дослідження НДС, а саме для вирішення диференціальних рівнянь з частинними похідними, використовують метод кінцевих елементів. Суть методу полягає в тому, що область в якій знаходиться рішення диференціальних рівнянь, розбивається на скінченну кількість підобластей. У кожному з елементів довільно вибирається вид апроксимуючої функції. У найпростішому випадку це поліном першого ступеня. Поза своїм елементом, апроксимуюча функція дорівнює нулю. Значення функцій на межах елементів (в вузлах) є рішенням задачі і заздалегідь невідомі. Коефіцієнти апроксимуючих функцій зазвичай шукаються з умови рівності значення сусідніх функцій на границях між елементами (в вузлах). Потім ці коефіцієнти виражаються через значення функцій у вузлах елементів. Складається система лінійних алгебраїчних рівнянь. Кількість рівнянь дорівнює кількості невідомих значень у вузлах, на яких шукається рішення вихідної системи, прямо пропорційне кількості елементів і обмежується тільки можливостями ПЕОМ. Так як кожен з елементів пов'язаний з обмеженою кількістю сусідніх, система лінійних алгебраїчних рівнянь має розріджений вид, що істотно спрощує її рішення. Найбільш популярними системами автоматизованого проектування, що здатні проводити розрахунки по методу кінцевих елементів є AnSYS та SolidWorks Simulation [64].

Для проведення чисельного експерименту з оцінки залишкового ресурсу енергетичного обладнання по МКЕ застосовуються просторові аналоги турбінного устаткування в 2D та 3D постановках. Трьохвимірне представлення здатне найбільш повно відобразити складну геометричну форму обладнання, в той же час як двовимірне – здатне значно скоротити витрати оператора ПЕОМ, при створенні просторового аналогу, заданні граничних умов та подальшого часу розрахунку. У відношенні моделей РВТ парової турбіни К-200-130, розходження у розрахунках теплового стану для 2D та 3D моделей складає не більше 2,25 % та 4 % – для напружено-деформованого стану. Для моделей

корпусів циліндрів та автоматичних клапанів розходження ТС також незначне (5 %), однак напружено-деформований стан відрізняється на декілька порядків. Двовимірний стан, який не враховує наявності фланців горизонтального роз'єму та патрубків підводу або відбору пари, дає значення інтенсивності напружень набагато менші ніж при трьохвимірній постановці. Отримані дані свідчать про можливість застосування двовимірного моделювання для експрес оцінки осесиметричних об'єктів та непридатності при моделюванні таких елементів, як корпуси циліндрів та автоматичні клапани турбіни [65].

Розрахунок напружено-деформованого стану ЦВТ турбіни К-200-130 наведено в [66]. Блок було модернізовано в ході планово-попереджувального ремонту і перемарковано на 210 МВт. Після 150 тис. год. напрацювання в зоні паровпуску ЦВТ було знайдено кілька втомлюваних тріщин. Загальна кількість пусків блоку з різних теплових станів складає 101 пуск із ХС та 378 пусків із НС і ГС. Для скорочення часу, необхідного для оцінки ресурсних показників, було розраховано НДС лише при пуску з ХС, тому три пуски з гарячого, або неостиглого стану прирівнювались до одного пуску з холодного стану по показнику циклічної пошкоджуваності. Побудовано модель верхньої частини ЦВТ і поділено на 183 тис. елементів. Проводились заміри температури в 4 точках паровпуску і в 2 точках на вихлопі за допомогою термопар, на протязі всієї експлуатації обладнання. Отримані дані стали граничними умовами для розрахунку ТС корпусу циліндру високого тиску. В ході дослідження було встановлено, що найбільші напруження виникають на внутрішній поверхні паровпуску. Статична пошкоджуваність була розрахована по розподіленню за температурами (скільки часу, за якої початкової температури працювала турбіна). Амплітуда інтенсивності напружень складає близько 620 МПа. Було визначено допустиму швидкість росту тріщини 0,56 мм/рік та допустиме значення довжини тріщини 15 мм при товщині стінки 90 мм. Згідно всіх вказаних показників, турбіна допущена до подальшої експлуатації.

Залишковий ресурс корпусу ЦСТ турбіни К-200-130 блоку № 9 Луганської ТЕС визначено в [67]. Було зібрано дані по експлуатації турбіни,

проведені візуальний контроль та магнітно-порошкова дефектоскопія корпусу середнього тиску, за результатами яких було виявлено велику кількість тріщин, промоїн та інших нещільностей. Ці дефекти були відібрані, заварені та зачищені. Було визначено твердість основного металу кришки та нижньої половини циліндра середнього тиску, значення відповідали нормам для сталі 15X1M1ФЛ. Проведено розрахункову оцінку залишкового ресурсу корпусу ЦСТ. Для розрахунку довготривалої міцності, задавались стаціонарним температурним полем стінки при температурі перегрітого пару 545 °С. Розрахунок напружень в стінках виконували за умови відсутності осьових переміщень на краях, через повзучість матеріалу стінок. Розглянуто задачу, щодо релаксації початкових напружень в стінках. Представлені результати розрахунку пружних сумарних напружень і напружень з урахуванням релаксації протягом 300 тис. годин експлуатації, а також розрахункові і мінімальні нормативні запаси розрахункової і довготривалої міцності. В результаті було виявлено, що міцність стінок корпусу ЦСТ забезпечується на тривалий період, а так як напруження у фланцях менші, ніж у стінок, та запас міцності у фланцях також забезпечується.

Можливість енергоблоку з турбіною К-210-130-3 приймати участь у нічному резервуванні при пусках з гарячого, неохолодженого та моторного режимів досліджена в [68]. Вимірювання проводились за допомогою високотемпературних тензорезисторів. Виміряні дані використовувались для порівняння з даними, що були отримані аналітично. При створенні моделі використовувалась оболонкова модель, фланці розглядались, як плоскі стержні, що грають роль меридіальних ребер. Після порівняння експериментальних та теоретичних даних, модель була прийнята адекватною. Проведено розрахунки допустимого числа пусків з гарячого, неохолодженого стану та при моторному режимі, та, згідно отриманим результатам, прийнято рішення про можливість використання блоку для нічного резервування.

Верифікація розрахункових даних по ТС і НДС роторів та корпусів ВТ та СТ турбіни К-200-130 по відношенню до експериментальних даних інших

авторів наведено в [69]. Розходження по температурному стану не перевищує 1-5 %, а у відношенні напружено-деформованого стану, максимальна розбіжність в отриманих результатах, складає лише 8 %. З врахуванням точності визначення інтенсивності напружень, адекватність та точність загальної методології оцінки ТС та НДС роторів та корпусів парових турбін [62] була підтверджена.

Метод кінцевих елементів для розрахунку інтенсивності напружень характеризується високою точністю та тривалістю розрахунків, оскільки потребує потужні обчислювальні системи. Як метод експрес оцінки інтенсивності напружень на змінних режимах роботи парових турбін запропоновано розрахунок термічних напружень за функцією Гріна. На прикладі ротору високого тиску, турбіни потужністю 500 МВт, розраховані температури та інтенсивності напружень в розточці регулюючого ступеня та в теплових канавках за регулюючим ступенем. Розрахунки проведено для кількох моментів часу, при пуску з холодного стану. Проведено порівняння з аналогічним розрахунком за допомогою методу кінцевих елементів. Відзначено незначне розходження в обох розрахунках (3-7 %), тому оцінка термічних напружень за функцією Гріна є зручним методом розрахунку для зон концентрації напружень [70].

В роботі [71] отримано систему рівнянь для визначення місцевих напружень та місцевих деформацій, а також коефіцієнтів концентрації напружень та деформацій. Виконано уточнення коефіцієнтів концентрації за допомогою введення поправочних функцій, які були визначені по діаграмам деформування. Дані рішення були застосовані до розрахунку НДС терморозвантажувальних канавок ротора середнього тиску турбіни К-200-130. Розраховані коефіцієнти концентрації напружень та деформацій при пусках з холодного, гарячого станів та на стаціонарному режимі роботи, за допомогою різних методів: МКЕ, Найбера, Махутова, ВТІ (Всеросійський Теплотехнічний Інститут). Встановлено, що розбіжність по результатам для вказаних методів

складає 3-10 %, тому через складність та тривалість робіт по МКЕ, існує можливість використовувати інші методи для експрес-оцінок.

Окрім основних механізмів накопичення пошкоджуваності турбоустановок по механізму довготривалої міцності та під дією малоциклової втомлюваності, пропонується враховувати поперечні та крутні коливання валопроводів [72]. Короткотермінові, потужні стрибки реактивних крутних моментів призводять до виникнення значних за амплітудою крутних коливань валопроводу та миттєвого зростання інтенсивності напружень. Причиною такого короткочасного збільшення крутних моментів служать асинхронні включення генератору до мережі та короткі замикання. В роботі розроблено метод визначення впливу реактивних крутних моментів на напружено-деформований стан валопроводу в умовах динамічних навантажень та проведено комплекс обчислювальних експериментів із визначення напруженого стану під час коротких замикань та асинхронних включеннях генератору. Встановлено, що максимальне пошкодження матеріалу валопроводу має місце під час асинхронного включення генератора з кутом зсуву фаз  $120^\circ$ . У діапазоні значень зсуву фаз  $0...70^\circ$  пошкодження в найнапруженіших перерізах валопроводу за встановлений час експлуатації турбіни не досягає граничного стану міцності матеріалу.

Автоматизована система розрахунково-експериментального діагностування термонапруженого стану і лічильника ресурсу високотемпературних роторів турбіни дозволяє проводити оцінку теплового і напружено-деформованого стану на фактичних режимах роботи з врахуванням історії циклічного деформування матеріалу. Дані для функціонування лічильник ресурсу отримуються від АСУ ТП. Система дозволяє визначити найбільш небезпечні режими спрацьовування ресурсу, а також оптимізувати пуско-зупиночні та перехідні режими [73-76].

Комплексна математична модель процесів в турбіні з регульованими відборами пари розроблена в [77-78]. Наведено систему рівнянь, що описує термодинамічні параметри у всіх складових елементах паротурбінної установки

з регульованими відборами пари. Згідно представленої методології підтверджено суттєвий вплив рівню тиску в камерах регульованих відборів і величин масової витрати на характер процесів в проточній частині турбіни, ефективність соплових решіток регульованих поворотних діафрагм і їх ступенів, а також на інтегральні показники якості всієї турбіни. Наведено результати оптимізації геометричних параметрів проточних частин циліндрів в сучасних потужних парових турбінах на номінальних режимах, а також результати оптимізації геометричних параметрів проточних частин газових турбін з урахуванням режимів їх експлуатації. Вказано, що розроблена комплексна математична модель може бути використана при проектуванні паротурбінних установок [79-81].

### **1.3. Продовження терміну експлуатації парових турбін, шляхом проведення маловитратних модернізацій**

Згідно до загальноприйнятої класифікації, існують три рівні проведення модернізацій та реновацій на ТЕС в залежності від капітальних затрат та необхідного об'єму робіт [82-84]. До першої категорії відноситься повузлова реконструкція окремих елементів, що виконується під час розширених капітальних ремонтів (маловитратна модернізація). Друга категорія передбачає проведення значного комплексу робіт, які здатні довести техніко-економічні показники та надійність обладнання відповідно до діючих світових норм та стандартів (середньовитратна модернізація). Останній рівень вимагає повного демонтажу та заміни старого обладнання сучасним аналогом (високозатратна модернізація). Рішення з того, який вид модернізації використовувати, приймається відповідно до розрахунку техніко-економічного ефекту та приведених капітальних затрат усього об'єму реновації [85-87].

Окрім досягнення високих техніко-економічних показників та підвищення надійності, проведення модернізацій здатне продовжити термін експлуатації енергетичного обладнання ТЕС. Основними методами збільшення ресурсу паротурбінних установок є: зміна режиму експлуатації, видалення



пошкодженого шару металу, зміна теплової схеми ПТУ, зміна конструкції, ремонт та відновлювальна термообробка деталей турбін [88].

Зміна режиму експлуатації дозволяє досягти значного уповільнення накопичення пошкоджуваності основного металу турбін по механізму малоциклової втомлюваності при частих змінних режимах та досягти збільшення довготривалої міцності [89]. Продовження ресурсу через зниження початкових параметрів пару розглянуто в [11]. На прикладі блоку з ресурсом у 400 тис. годин, що працював у базовому режимі (9-12 пусків на рік), показано що зменшення температури свіжого пару з 560 °С до 530 °С продовжило ресурс циліндрів високого та середнього тиску. Авторами пропонується знижувати температуру гострої пари на 10-20 °С для обладнання, напрацювання якого перевищило парковий показник в 1,5 р.

Для парових турбін що працюють в напівбазовому режимі роботи, малоциклова втомлюваність роторів обмежує ресурс на 70 %, а довготривала міцність на 30 % [90]. Іншими словами, змінні режими роботи ПТУ значно швидше зношують обладнання, ніж стаціонарна експлуатація. Тому при досягненні маневреними установками свого паркового напрацювання, доцільним є обмеження числа змінних режимів роботи.

З метою зменшення максимальних напружень та швидкості розвитку тріщин, що утворилися в деталях, рекомендується провести зміну режимів зупинки і розхолодження [91-92]. Обов'язковою умовою є підтримання температури пару перед циліндрами турбіни з відхиленнями в межах  $\pm 20$  °С від номінальних значень, зазначених в графіках-завданнях, а також суворе дотримання графіків навантаження турбогенератора, особливо на початковій стадії після включення в мережу [93].

Видалення поверхневих шарів металу в областях концентрації напружень є одним із методів продовження ресурсу енергетичного обладнання. На основі аналізу полів напруг і досвіду експлуатації [94-99], дослідним шляхом встановлено, що активним впливом на поверхневий шар металу можна істотно змінити механічні характеристики матеріалу, в тому числі і опірність

короткочасній, багатоцикловій, малоцикловій і тривалій статичній напруженості. Логічним стає висновок про можливість збільшення ресурсу деталі при проведенні операції періодичного видалення пошкодженого поверхневого шару. Показано, що ця операція практично повністю відновлює ресурс при багатоцикловій і термо-втомлювальній навантаженості зразків [100-103]. Так, в роботі [11] розглянуто турбіну ВПТ-50-130, на диску 21-го ступеня якої, за міжремонтний період виникла сітка численних розтріскувань. Після зняття шару пошкодженого металу, товщина диску значно зменшилась і тому подальша експлуатація такого ротору вимагала підтвердження заводу-виробника. Проведені розрахунки за допомогою МКЕ показали, що за такої товщини інтенсивності напружень що виникають – не перевищують допустимих і ротор був допущений до роботи. Після експлуатації на протязі 25 тис. год., під час ремонтного періоду нових розтріскувань не було виявлено.

Зміною теплової схеми можна організувати охолодження РСТ, що дозволить знизити рівень нестационарних температурних напружень в роторі і цим самим зменшити накопичення пошкоджуваності від термовтомлюваності. Однак, коли необхідно продовжити термін експлуатації діючого турбоагрегату, організація охолодження РСТ ускладнюється через труднощі зміни існуючої конструкції.

При математичному моделюванні пуску потужних парових турбін із різних початкових станів, для адекватної оцінки теплового, термонапруженого і термдеформованого стану циліндрів потрібні уточнені відомості по граничних умовах теплообміну в лабіринтових ущільненнях [104]. Це пов'язано з тим, що, за умовами парової щільності верхньої та нижньої частини циліндрів турбіни, до кінцевих ущільнень подається пар з температурою меншою ніж температура основного металу при пусках з гарячого та неостиглого стану. Іншими словами, відбувається захолювання ущільнень паром в початкові моменти пуску турбіни. Ця обставина провокує збільшення напружень, що виникають в роторах ВТ та СТ на змінних режимах роботи [105].

Попередній прогрів ротору середнього тиску в зоні переднього кінцевого ущільнення дозволяє суттєво знизити значення максимальних напружень в зоні канавок переднього кінцевого ущільнення, але слабо впливає на напруження в зоні переддислової галтелі диску наступного 13-го ступеня [106]. В результаті розрахунків було визначено осьові та радіальні інтенсивності напружень у зонах концентрації напружень. Було встановлено час до росту тріщин критичних розмірів та залишковий ресурс ротору без врахування пошкоджуваності по механізму довготривалої міцності. Елементом, що найбільш суттєво обмежує ресурс є переднє кінцеве ущільнення. Попередній прогрів ущільнення значно збільшує залишковий ресурс РСТ.

Додатково температурні напруження на змінних режимах ПТУ можуть бути зменшені за рахунок обігріву фланців та шпильок ЦВТ і ЦСТ при підведенні пари в обнизку. За рахунок зміни схеми дренажу паровпуску ЦВТ, шляхом включення в роботи дренажної лінії з камери паровпуску і видалення конденсату, що накопичується в трубках, можна покращити ресурсні характеристики ЦВТ [107].

Термокомпенсаційні канавки роторів ВТ і СТ є концентраторами напружень та в значній мірі обмежують ресурс. Так, в ході дослідження причин виходу з ладу турбін потужністю 200 та 300 МВт, були виявлені кільцеві тріщини глибиною 2-3 мм в зоні термокомпенсаційних канавок роторів ВТ і СТ [9]. В цих зонах відсутнє сильне навантаження від відцентрових сил, тому основною причиною їх появи є малоциклова втомлюваність. Зміна конструкції теплових канавок дозволяє в значній мірі збільшити залишковий ресурс роторів. В даний час, більшість заводів-виробників турбінного обладнання при проектуванні роторів відмовилися від термокомпенсаційних канавок, але на діючих турбінах, що вже відпрацювали розрахунковий термін служби, ці канавки є, і в значній мірі сприяють вичерпання ресурсу.

Корпус ЦВТ турбін омивається паром з високими значеннями тиску, температури та швидкості, що встановлює значення коефіцієнту тепловіддачі до поверхні стінок на дуже високому рівні. Саме тому корпуси турбін

одностінної конструкції є дуже чутливими початкових параметрів пару. Часто на змінних режимах роботи відбувається різка зміна поточних параметрів пару по відношенню до номінальних, згідно графіку-завданню [108]. Такі відхилення завдають термічного удару чутливим поверхням і прискорюють накопичення втомлюваної пошкоджуваності. Екранування внутрішніх поверхонь одностінних корпусів циліндрів в зоні камер з високою інтенсивністю теплообміну, дозволяє різко знизити рівень напружень при експлуатаційних відхиленнях параметрів пару і збільшити ресурс корпусу [109].

Аналіз результатів розрахунків термонапруженого стану деталей турбін при нестаціонарних режимах роботи показує, що при пусках з ГС і НС найбільші напруження виникають на початкових етапах у зв'язку з різницею вихідних теплових станів головних паропроводів, корпусів клапанів, пароперепускних труб і циліндрів турбіни. Тому для зниження амплітуди пускових напружень, доречним заходом є зменшення темпу охолодження вищевказаних паропроводів і корпусів клапанів, шляхом вдосконалення теплової ізоляції корпусних деталей і паропроводів [110-111].

Якщо розрахунковий індивідуальний ресурс енергетичного обладнання вичерпано, необхідно встановити додатковий контроль термонапруженого стану за його найбільш напруженими елементами. Для підвищення якості контролю термонапруженого стану таких елементів може знадобитися зміна обсягу контролю для адекватного відображення рівню напружень в «критичних» елементах, ресурсом яких визначається загальний ресурс паротурбінної установки [112-114].

Для покращення характеристик роботи енергетичного устаткування, що має напрацювання більше паркового, виконуються додаткові ремонтні роботи. Визначення розташування і розмірів дефектів лиття здійснюється спеціальними методами в ремонтну кампанію. Після виявлення дефекту виконується фіксація його розмірів свердлінням або кернінням і вирішується питання про його повне або часткове видаленні. Спосіб ремонту залежить від розташування тріщини і результатів порівняння її глибини і довжини з розмірами допустимих дефектів,

а також вибірок, що залишаються до чергового капітального ремонту [115-119]. Розміри отримуються розрахунком на основі закономірностей механіки руйнування і уточнюються з урахуванням експлуатаційного досвіду. Рекомендовані варіанти ремонту обираються, з врахуванням домінуючого впливу температурних напружень при утворенні тріщин на внутрішній поверхні, внаслідок чого після початкового швидкого розвитку, зазвичай, відбувається уповільнення темпів зростання тріщин. Поява тріщин з зовнішньої сторони, навпаки, в більшій мірі пов'язана з повзучістю, тому їх усунення є обов'язковим, так як при цьому видаляється і пошкоджений повзучістю шар металу [120].

Під час тривалої експлуатації в металі високотемпературних елементів парових турбін зменшується вміст вуглецю, хрому, молібдену, зростає вміст шкідливих домішок (фосфору та сірки), що впливає на живучість металу. Для відновлення цих показників до нормативних значень використовується термообробка [121-123]. Відновлювальна термообробка корпусів є дуже складною задачею, через те що важко забезпечити рівномірний нагрів та однакову швидкість охолодження у всіх зонах корпусу, що мають різну форму, товщину та масу. Існує декілька методів проведення відновлювальної термообробки такі, як термообробка в печі, рухливим або нерухливим індуктором. Кожен метод має свої переваги та недоліки. Для сталей марки 20ХМФЛ та 15Х1М1ФЛ кращим режимом є циклічна термообробка, що включає два послідовних нагріву вище критичної температури  $A_{c3}$  з охолодженням на повітрі та довготривалим відпуском [124]. При високому відпуску значно зменшується рівень залишкових напружень, збільшується пластичність сталі. Повернути легуючі елементи, зменшити кількість недоліків кристалічної ґратки, зменшити мікро пошкоджувальність можна лише при повній чи частковій перекристалізації, однократній нормалізації з високим відпуском, або циклічній термообробці. Відновлювальна термообробка є одним із видів середньовитратної модернізації і здатна продовжити індивідуальний ресурс турбінного обладнання на 150-200 тис. год [125-127].

#### **1.4. Постановка задачі дослідження**

Більшість турбінного обладнання на ТЕС України вичерпали свій проектний та подовжений парковий ресурс. Побудова нових енергетичних потужностей супроводжується значними капітальними затратами. Однак, набутий досвід в експлуатації однотипного устаткування на різних електростанціях дозволяє виконувати продовження допустимого терміну роботи турбінного обладнання понад парковий ресурс.

Через те, що більшість деталей паросилових установок зношуються повільніше ніж окремі високонапружені елементи, дозволяють виконувати реновацію всієї установки, заміною лише її окремих вузлів. Дані операції виконуються під час розширених планово-попереджувальних ремонтів і здатні повністю поновити фізичну працездатність турбіни. Проте таке поновлення дозволяє лише продовжити експлуатацію обладнання, зберігаючи його темп зношення, надійність та техніко-економічні показники на старому рівні.

Маловитратні модернізації та нові схемні рішення, спрямовані на покращення умов експлуатації паротурбінного устаткування, можуть значно уповільнити темпи зношуваності діючого обладнання. Можливість управління залишковим ресурсом окремих високотемпературних елементів парових турбін дозволяє значно підвищити ресурсні показники всієї паротурбінної установки.

Раніше проведені, чисельні дослідження напружено-деформованого стану корпусних елементів парових турбін не враховували наявність зусиль затягу шпильок у фланцевому з'єднанні. Для парових турбін на понадкритичні параметри пари забезпечення парової щільності циліндрів високого тиску досягається високим притискаючим зусиллям затяжки шпильок. Ці зусилля в значній мірі обмежують ресурсні показники корпусів ЦВТ. Управління ресурсом високотемпературних елементів корпусів, через зміну поточного зусилля затяжки груп шпильок та організацію контролю парової щільності фланців і рівню релаксації напруженостей безпосередньо самих шпильок, може суттєво збільшити залишковий ресурс діючих турбоустановок.

Циклічна пошкоджувальність високотемпературних елементів визначається допустимим числом пусків з різних теплових станів. Передні кінцеві ущільнення роторів та корпусів ВТ і СТ є елементами, що в значній мірі обмежують допустиме число пусків. Реконструкція термокомпенсаційних канавок та зміна схеми подачі ущільнюючого пару при пусах з гарячого стану дозволяють запобігти переохолодженню ущільнень та зменшити рівень температурних напружень на початкових моментах пуску турбін. Таким чином, дослідження і впровадження даних методів подовження терміну експлуатації паротурбінних установок, дозволить значно скоротити темпи накопичення пошкоджувальності по механізму малоциклової втомлюваності, який часто носить домінуючий вплив на сумарну пошкоджувальність обладнання.

Для парових турбін з напрацюванням, що значно перевищує парковий ресурс доцільним рішенням є обмеження числа змінних режимів експлуатації. Однак нестача напівпікових та пікових потужностей в ОЕС України змушує залучати пилувугільні енергоблоки ТЕС, що були спроектовані для роботи в базовому режимі, до регулювання електричного навантаження в мережі. Робота в маневрених режимах призводить до зниження надійності та техніко-економічних показників електростанцій, а також значно зменшує залишковий ресурс їхнього основного обладнання. Можливість вдосконалення режимів експлуатації для збільшення ресурсних показників парових турбін ТЕС є задачею управління ресурсом, оскільки дозволяє зменшити вплив частих пускових режимів на залишкове напрацювання паротурбінних установок.

### **Висновки до розділу 1**

1. Теплові електричні станції відіграють важливу роль у генерації електричної енергії в ОЕС України. Забезпечення їх надійної експлуатації та підтримання техніко-економічних показників на високому рівні є стратегічно-важливою задачею. Проте ця задача значно ускладнюється, обставиною того, що більшість енергетичного обладнання України відпрацювало свій проектний та подовжений парковий ресурс.

2. Набутий досвід експлуатації турбінного обладнання, дозволяє продовжувати термін роботи енергетичного устаткування понад парковий ресурс, опираючись на оцінку індивідуального та залишкового ресурсів. Індивідуальний ресурс встановлюється за результатами індивідуального обстеження окремого елементу, або невеликої групи однотипних елементів обладнання конкретної ТЕС. Він здатен врахувати специфіку експлуатації кожного окремого блоку, результати планово-попереджувальних ремонтних робіт та проведених модернізацій. Залишковий ресурс елементу встановлює час експлуатації турбіни, починаючи від планово-попереджувального ремонту, коли були отримані дані для оцінки залишкового ресурсу, до переходу деталі в граничний стан.

3. Граничним станом прийнято називати такий стан обладнання, за якого його подальша експлуатація є недопустимою. Фізичною причиною наближення граничного стану є накопичення пошкоджуваності в металі основних деталей та вузлів паротурбінних установок. Головними механізмами накопичення пошкоджуваності в металі є малоциклова втомлюваність та зменшення довготривалої міцності. Малоциклова втомлюваність обмежує допустиме число циклів роботи обладнання (пуск-зупинка), оскільки за таких умов експлуатації виникають значні амплітуди інтенсивності напружень, що значно пошкоджують основні вузли ПТУ. У відношенні довготривалої міцності, основною причиною появи втомлюваних тріщин є зменшення пластичності матеріалу через постійну дію високих температур. Таким чином, при достатньо великому строку служби, робочі напруження та межа довготривалої міцності можуть зблизитись настільки, що може бути вичерпана робоча спроможність деталі і настане її пошкодження по механізму повзучості.

4. Загальний алгоритм розрахунку залишкового ресурсу елементів паротурбінних установок включає в себе наступні етапи: визначення температурних полів та теплового стану обладнання, визначення рівню температурних напружень, накопиченої пошкоджуваності від статичних та циклічних навантажень для зон концентрації напружень, оцінку ресурсу, визначення часу



росту тріщини і граничного часу для призначення дефектоскопічного контролю. Порядок та загальна методика реалізації даного алгоритму регламентуються відповідними галузевими нормативними документами, керівними технічними матеріалами, керівними документами та типовими інструкціями.

5. Проведення маловитратних модернізацій паротурбінних установок дозволяє підвищити техніко-економічні показники експлуатації, покращити надійність та продовжити термін експлуатації енергетичного обладнання ТЕС. Основними методами збільшення ресурсу паротурбінних установок є: зміна режиму експлуатації, видалення пошкодженого шару металу, зміна теплової схеми ПТУ, зміна конструкції, ремонт та відновлювальна термообробка деталей турбін.

6. За умовами парової щільності верхньої та нижньої частини циліндрів турбіни, до кінцевих ущільнень подається пар з температурою меншою ніж температура основного металу при пусках з гарячого та неостиглого стану. Таким чином відбувається захолювання ущільнень паром в початкові моменти пуску турбіни. Ця обставина провокує збільшення напружень, що виникають на змінних режимах роботи. Подача більш гарячого пару до переднього кінцевого ущільнення дозволяє суттєво знизити значення максимальних напружень в зоні ущільнень корпусів та роторів ВТ та СТ.

7. Термокомпенсаційні канавки роторів ВТ і СТ є концентраторами напружень та в значній мірі обмежують ресурс. В цих зонах відсутнє сильне навантаження від відцентрових сил, тому основною причиною їх появи є малоциклова втомлюваність. Зміна конструкції теплових канавок дозволяє в значній мірі збільшити залишковий ресурс роторів, що вже відпрацювали розрахунковий термін служби.

8. Пиловугільні енергоблоки ТЕС, що були спроектовані для роботи в базовому режимі, часто залучаються до регулювання електричного навантаження в мережі. Робота в маневрених режимах призводить до зниження надійності та техніко-економічних показників електростанцій, а також значно

зменшує залишковий ресурс їхнього основного обладнання. Можливість вдосконалення режимів експлуатації для збільшення ресурсних показників парових турбін ТЕС є задачею управління ресурсом, оскільки дозволяє зменшити вплив частих пускових режимів на залишкове напрацювання паротурбінних установок.

## РОЗДІЛ 2

### МЕТОДИКА ОЦІНКИ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

#### **2.1. Оцінка теплового стану елементів парових турбін**

При продовженні терміну експлуатації діючого енергетичного устаткування, ключовим етапом є оцінка індивідуального та залишкового ресурсу найбільш напружених високотемпературних елементів. Вона потребує проведення геометричного моделювання та чисельного експерименту, що імітує експлуатацію енергетичного обладнання за певного температурного режиму. Даний чисельний експеримент дозволяє отримати нестационарні дані про тепловий стан досліджуваного об'єкту. Наступним кроком є розрахунок напружено-деформованого стану високотемпературних елементів, для якого необхідно встановити рід та інтенсивність зусиль, які діють на відповідний елемент. Так, для роторів парових турбін до таких зусиль слід віднести температурні напруження, зусилля від тиску теплоносія, відцентрові сили обертання ротору та реакції його опор. Маючи дані напружено-деформованого стану, є можливість встановити попередні механізми старіння основного металу, визначити його рівень поточної пошкоджуваності для відповідних коефіцієнтів запасу, а також оцінити залишковий ресурс.

Вказаний вище об'єм робіт є частиною алгоритму комплексного оцінювання залишкового ресурсу парових турбін, розробленого КПП ім. Ігоря Сікорського [34, 62]. Згідно створеного комплексного підходу до проведення перевірного розрахунку теплового, напружено-деформованого стану та пошкоджуваності високотемпературних елементів парових турбін першим етапом є створення просторових аналогів у тривимірній постановці. Так, для оцінки залишкового ресурсу ротору високого тиску турбіни Т-100/120-130 енергоблоку № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» було виконано побудову геометричної моделі в програмному комплексі САПР «SolidWorks».

При створенні просторового аналогу РВТ турбіни Т-100/120-130 враховуються технологічні вибірки матеріалу елементів валу, які утворилися

при механічній обробці тріщин, розтріскувань і вимоїн на поверхнях. Технологічні вибірки матеріалу елементів обладнання отримані виходячи з експериментальних даних візуального контролю і магнітопорошкової діагностики (дані експлуатуючої організації і лабораторії металу). Зміни проектної конструкції основних високотемпературних елементів парової турбіни на реальну конструкцію відповідно до ремонтно-відновлювальних робіт, які проводились за період експлуатації, викликають і певні зміни теплового та напружено-деформованого стану, а також будуть впливати на загальний термін експлуатації.

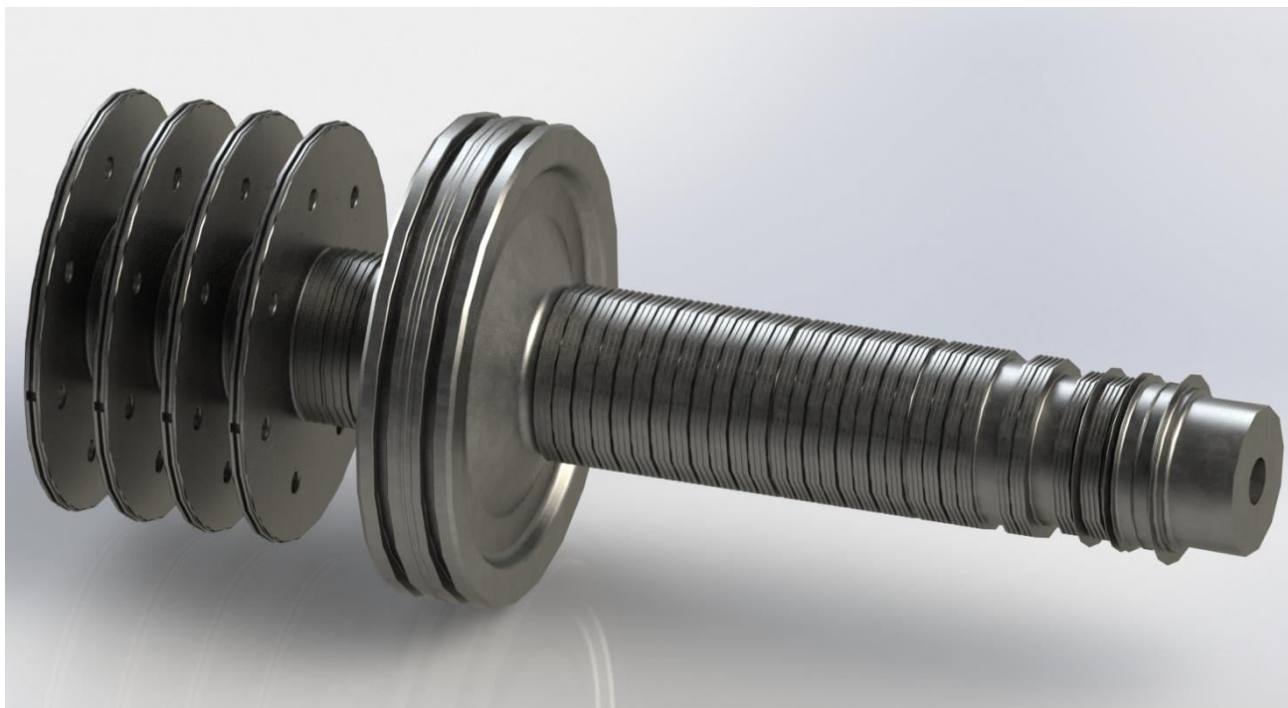
За результатами проведеного технічного аудиту стану металу РВТ дефектів не виявлено, тому в процесі перевірного розрахунку, при моделюванні геометрії, не вносилися зміни в проектну конструкцію заводу-виготовлювача. Геометрична модель ротора високого тиску приведена на рис. 2.1. На моделі виконано побудову всіх поверхонь ротору, включаючи галтелі та радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальних отворів, хвостових кріплень та колодязів під заведення робочих лопаток та повної геометрії кінцевих та діафрагмових ущільнень. Для скорочення часу проведення чисельного експерименту, розглядаються регулююча та перші чотири нерегульовані ступені ЦВТ, де температура металу ротору ВТ відносно висока, а також мають місце максимальні градієнти температур на пускових режимах.

Побудований просторовий аналог РВТ турбіни Т-100/120-130 дозволяє перейти до вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності з заданням граничних умов теплообміну на поверхнях валу РВТ, що відповідатимуть певному експлуатаційному режиму (стаціонарний режим, пуск з холодного стану металу, пуск з неостиглого стану та пуск з гарячого стану).

Крайова задача нестационарної теплопровідності вирішується за допомогою рівняння виду [57]:

$$\operatorname{div}[\lambda(T) \cdot \operatorname{grad}(T)] = c(T) \cdot \gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (2.1)$$

де  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\gamma$  – функції температури і координати при початковій умові  $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$  і граничних умовах I, II, III, IV роду.



**Рис. 2.1. Геометрична модель РВТ парової турбіни Т-100/120-130**

На поверхнях ротору ЦВТ задавались нестационарні ГУ I-IV роду, з врахуванням експлуатаційних змінних режимах роботи.

ГУ I роду задаються коли відома температура поверхні тіла в поточний момент часу та мають вигляд:

$$T_{\text{ст}} = f(x, y, z, \tau) \quad (2.2)$$

ГУ II роду задаються по тепловому потоку на поверхні тіла  $q_{\text{ст}}$  для ізольованих поверхонь:

$$q = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau) \quad (2.3)$$

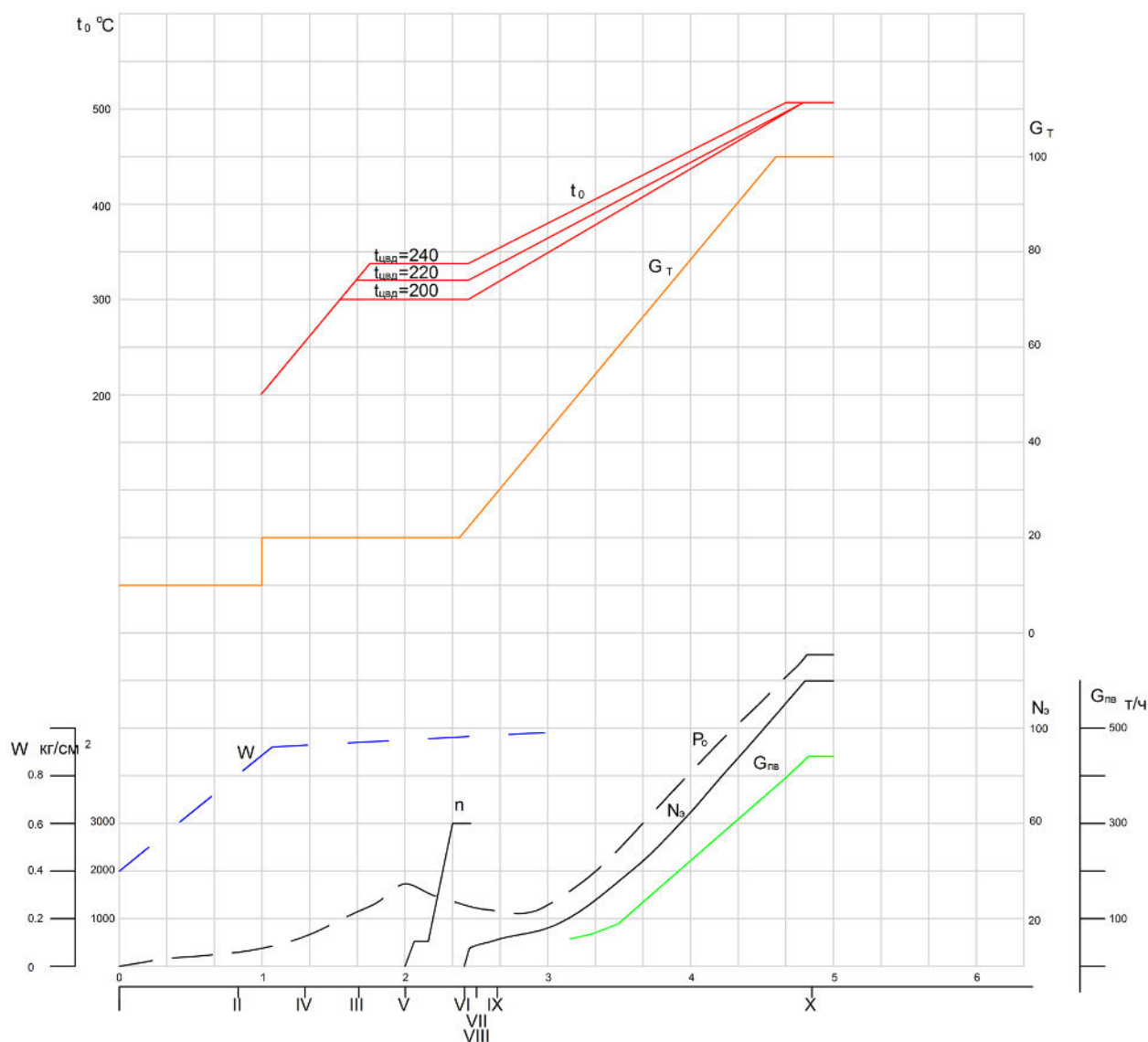
ГУ III роду задаються по температурі пару і закономірності теплообміну між середовищем та поверхнею тіла у вигляді:

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha(t_{\text{сеп}} - t_{\text{ст}}) \quad (2.4)$$

ГУ IV роду відповідають ідеальному контакту твердих тіл, коли обидва тіла на межі їх дотику мають однакові температури та теплові потоки:

$$\begin{cases} T_{\text{ст}_1} = T_{\text{ст}_2} \\ -\lambda_1 \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_2 \end{cases} \quad (2.5)$$

Граничні умови теплообміну розраховуються у відповідності до реальних графіків пуску (дані самописців котлотурбінного цеху електростанції) та вимог керівних документацій та технічних матеріалів [55, 57]. Приклад графіку пуску парової турбіни Т-100/120-130 з неостиглого стану представлено на рис. 2.2.



**Рис. 2.2. Графік-завдання пуску з неостиглого стану парової турбіни Т-100/120-130 (ЦВТ,  $t_{\text{мет}} = 200\text{-}240\text{ }^{\circ}\text{C}$ )**

При визначенні граничних умов теплообміну РВТ необхідно мати інформацію, щодо його характерних розмірів та виконати детальний

розрахунок проточної частини на номінальному режимі експлуатації. В ході детального розрахунку відсіку визначають основні термодинамічні параметри пари (тиск, температура, питомий об'єм), перепади ентальпій, величини витрат та значення швидкостей на середньому перерізі для соплових і робочих лопаток регулюючого та кожного досліджуваного нерегульованого ступеню. При нестационарних режимах роботи використовується розрахункова оцінка, наведених вище, параметрів пару для витрат, що відповідають графіку завданню (рис. 2.2).

Після визначення основних параметрів на номінальному та змінному режимі експлуатації можна безпосередньо перейти до визначення граничних умов I-IV роду, порядок розрахунку яких регламентується РТМ 108.020.16-83 [55] та залежить від досліджуваної поверхні ротору. Так, для частини поверхні ротору, що знаходиться в підшипниках, коефіцієнт тепловіддачі визначається за допомогою критеріального рівняння виду:

$$Nu = 6 \cdot (Re_m \cdot Pr_m)^{0,23} \cdot d_{ш}/l_{ш} \quad (2.6)$$

де  $d_{ш}$  – діаметр шийки валу РВТ;

$l_{ш}$  – довжина поверхні шийки валу РВТ, що омивається маслом.

При чому в даному випадку, для визначення критеріїв подібності Рейнольдса та Прандтля, визначаючим розміром є діаметр шийки валу  $d_{ш}$ , визначаючою швидкістю – кругова швидкість на даному діаметрі  $u$ , а визначаючою температурою – середньоарифметична температура масла на вході та виході з підшипника  $t_m$ .

Теплообмін на бокових поверхнях ротору, що контактують з повітрям описується критеріальним рівнянням:

$$Nu = 0,11 \cdot (0,5 \cdot Re^2 + Gr)^{0,33} \quad (2.7)$$

для діапазону  $10^5 < 0,5 \cdot Re + Gr < 10^9$ .

Визначаючий розмір – зовнішній діаметр ротору.

Визначаюча швидкість – кругова швидкість ротору на зовнішньому радіусі.

Визначаюча температура – середня температура граничного шару.

Критеріальні рівняння для стінок дисків ротору:

$$\begin{cases} Nu = 0,36 \cdot Re^{0,5}, \text{ при } Re < 2,4 \cdot 10^5 \\ Nu = 0,015 \cdot Re, \text{ при } Re > 1 \cdot 10^6 \end{cases} \quad (2.8)$$

Визначаючий розмір – радіус розрахункового перерізу.

Визначаюча швидкість – кругова швидкість на даному радіусі.

Визначаюча температура – температура середовища, що омиває диск.

Коефіцієнт тепловіддачі від пару до міжлопаткових поверхонь ротору визначається:

$$\begin{cases} Nu = 0,32 \cdot Re^{0,8}, \text{ при } Re \geq 10^5 \\ Nu = 0,66 \cdot Re^{0,5}, \text{ при } Re < 10^5 \end{cases} \quad (2.9)$$

Визначаючий розмір – довжина поверхні у напрямку лопатки.

Визначаюча швидкість – середньоарифметичне значення відносної швидкості на вході та виході з робочої лопатки.

Визначаюча температура – середньоарифметична температура середовища, на вході та виході з робочої лопатки.

Для ділянок ротору з прямоточними ущільненнями, рівняння конвективного теплообміну використовувались у вигляді:

$$\begin{cases} Nu = 0,256 Re^{0,6} \left(\frac{s}{\delta}\right)^{-0,085} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,075} Pr^{0,43}, \text{ при } 2,4 \cdot 10^2 < Re < 8,7 \cdot 10^3 \\ Nu = 0,0454 Re^{0,8} \left(\frac{s}{\delta}\right)^{-0,1} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,1} Pr^{0,43}, \text{ при } 8,7 \cdot 10^3 < Re < 1,7 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (2.10)$$

де  $s$  – крок між гребнями ущільнень;

$h$  – відстань між поверхнею ротору та корпусу циліндру;

$\delta$  – зазор між поверхнею ротору та гребнями ущільнень.

Для ступінчатих ущільнень:

$$\begin{cases} Nu = 2,04 Re^{0,5} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } Re \leq 1 \cdot 10^4 \\ Nu = 0,476 Re^{0,7} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } 6 \cdot 10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (2.11)$$

Для діафрагмових та проміжних ущільнень з прямоточними, або ступінчатими лабіринтами використовується рівняння вигляду:



$$Nu = \frac{0,052}{k} Re^{0,9} \left(\frac{\delta}{h}\right)^{0,7} Pr^{0,43}, \text{ при } 3,5 \cdot 10^3 < Re < 2,5 \cdot 10^4 \quad (2.12)$$

де  $k = \frac{G}{f \sqrt{g (p_1^2 - p_2^2) / zRT}}$  – коефіцієнт витрати для даного типу ущільнення

( $k = 0,6 \div 1,3$ );

$z$  – кількість гребнів ущільнень;

$p_1, p_2$  – повний тиск перед лабіринтом та за ним.

Для наведених вище типів ущільнень визначаючим розміром є подвійна величина зазору  $2 \cdot \delta$ .

Визначаюча швидкість – середня швидкість пари в ущільненні:

$$W_{cp} = G_y \cdot v_{cp} / F_y \quad (2.13)$$

де  $G_y = \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{z}}$  – витрата пари через ущільнення;

$F_y = 3,14 \cdot d_y \cdot \delta$  – робоча площа ущільнень.

Визначаючою температурою є середньоарифметична температура пари на вході та виході з ущільнень.

Приклад розрахованих граничних умов до оцінки теплового та напружено-деформованого стану металу ротору ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» при пуску з неостиглого стану ( $t_{мет} = 200-240$  °С) представлені в табл. 1.1-1.2. Аналогічні дані отримано для пуску з холодного та гарячого стану, а також для номінального режиму роботи.

Таблиця 2.1

## Граничні умови до розрахунку ТС турбіни Т-100/120-130 при пуску з НС

Номер точки	Параметр	Характеристика етапів пуску												
		Подача пари до КУ	Розпал пальників	Товчок ротора до 500 об/хв	Витримка при 500 об/хв	Розгін до 3000 об/хв	Витримка на XX і синхрон.	Навантаження до 10 МВт	Витримка при 10 МВт	Навантаження до 30 МВт	Витримка при 30 МВт	Навантаження до 40 МВт	Витримка при 40 МВт	Навантаження до 120 МВт
	$\tau$	0	50	122	127	138	143	153	195	200	210	215	310	315
1	t			60	60	60	60	60		60		60		60
	$\alpha$			84,5	84,5	265	265	400		400		400		400
2,3	t			240	240	240	240	240		240		240		240
	$\alpha$			11,9	11,9	39,2	39,2	39,2		39,2		39,2		39,2
4,5	t			20	20	20	20	20		20		20		20
	$\alpha$			925	925	925	925	925		925		925		925
6,7	t			135	135	135	135	135		135		135		135
	$\alpha$			18	18	75,6	75,6	75,6		75,6		75,6		75,6
8,9	t			140	140	140	140	140		140		140		140
	$\alpha$			820	820	820	820	820		820		820		820
10,11	t			140	140	140	140	140		140		140		140
	$\alpha$			20,1	20,1	84,2	84,2	84,2		84,18		84,18		84,18
12,13	t			140	140	140	140	680		140		140		140
	$\alpha$			680	680	680	680	680		680		680		680
14,15	t			110	110	135	135	135		130		135		140
	$\alpha$			18,7	18,7	75,4	75,4	75,5		75,51		75,51		75,51
16,17	t			105	105	141	141	141		117		132		142
	$\alpha$			950	950	1480	1480	1660		1380		1650		2320
18,19	t			100	100	100	100	110		120		135		148
	$\alpha$			23,1	23,1	96,1	96,1	130		161,2		189,4		282,7
20,21	t			155	155	155	155	165		185		198		284
	$\alpha$			2350	2350	2460	2460	2670		3510		4260		8180
22,23	t			210	210	210	210	220		250		280		379
	$\alpha$			83,9	83,9	352	352	374		511,7		641,6		1243
24,25	t			257	257	257	257	270		310		324		418
	$\alpha$			3830	3830	3800	3800	3780		6820		8480		17790
26	t			304	304	304	304	319		371		387		458
	$\alpha$			130	130	540	540	540		880		1190		2360
27	t			304	304	304	304	319		371		387		458
	$\alpha$			240	240	1020	1020	1030		1750		2250		4470
28,29	t			303	303	303	303	318		370		386		458
	$\alpha$			2300	2300	3170	3170	3180		5810		7480		17400
29,3	t			302	302	302	302	316		368		384		454
	$\alpha$			886	886	2170	2170	2160		3750		4830		10100
30,31	t			300	300	300	300	316		366		383		454
	$\alpha$			1230	1230	1690	1690	1590		2670		3220		6440
32	t			300	300	300	300	315		366		382		454
	$\alpha$			245	245	1030	1030	1000		1700		2060		4280
33	t			300	300	300	300	315		366		382		454
	$\alpha$			120	120	520	520	530		900		1090		2250
34,35	t			296	296	296	296	310		360		376		450
	$\alpha$			4490	4490	4490	4490	4660		8060		9910		22430

Продовження таблиці 2.1

Номер точки	Параметр	Характеристика етапів пуску												
		Подача пари до КУ	Розпал пальників	Товчок ротора до 500 об/хв	Витримка при 500 об/хв	Розгін до 3000 об/хв	Витримка на XX і синхрон.	Навантаження до 10 МВт	Витримка при 10 МВт	Навантаження до 30 МВт	Витримка при 30 МВт	Навантаження до 40 МВт	Витримка при 40 МВт	Навантаження до 120 МВт
	$\tau$	0	50	122	127	138	143	153	195	200	210	215	310	315
36	t			292	292	292	292	305		355		370		447
	$\alpha$			140	140	600	600	600		1010		1180		2350
37	t			292	292	292	292	305		355		370		447
	$\alpha$			260	260	1060	1060	1040		1770		2150		4100
38,39	t			291	291	291	291	304		354		369		446
	$\alpha$			1690	1690	2330	2330	2320		4300		5560		13300
40	t			290	290	290	290	304		354		368		445
	$\alpha$			240	240	1010	1010	1030		1700		2120		3980
41	t			290	290	290	290	304		354		368		445
	$\alpha$			140	140	580	580	590		940		1210		2280
42,43	t			285	285	285	285	300		347		362		432
	$\alpha$			4150	4150	4150	4150	4880		8470		9810		22290
44	t			280	280	280	280	295		341		356		420
	$\alpha$			140	140	570	570	600		920		1150		2280
45	t			280	280	280	280	295		341		356		420
	$\alpha$			236	236	989	989	1041		1605		2009		3973
46,47	t			279	279	279	279	295		339		355		418
	$\alpha$			803	803	2240	2240	2340		4110		5390		11900
48	t			278	278	278	278	295		334		354		417
	$\alpha$			240	240	970	970	1020		1590		2020		3900
49	t			278	278	278	278	295		334		354		417
	$\alpha$			130	130	550	550	580		920		1150		2220
50,51	t			273	273	273	273	295		333		349		411
	$\alpha$			3630	3630	3630	3630	4770		7160		10610		20730
52	t			269	269	269	269	294		329		344		405
	$\alpha$			120	120	520	520	540		800		1040		2000
53	t			269	269	269	269	294		329		344		405
	$\alpha$			220	220	910	910	950		1400		1810		3480
54,55	t			268	268	268	268	294		328		343		402
	$\alpha$			677	677	1890	1890	2170		3710		4750		10600
56	t			267	267	267	267	294		326		341		399
	$\alpha$			220	220	900	900	950		1480		1790		3430
57	t			267	267	267	267	294		326		341		399
	$\alpha$			120	120	520	520	540		850		1020		1970
58,59	t			266	266	266	266	292		320		334		392
	$\alpha$			4130	4130	4130	4130	4070		7110		8550		18350
60	t			258	258	258	258	272		314		327		385
	$\alpha$			110	110	480	480	470		750		970		1770
61	t			258	258	258	258	272		314		327		385
	$\alpha$			200	200	840	840	830		1320		1690		3080
62,63	t			257	257	257	257	272		313		326		383
	$\alpha$			1390	1390	1910	1910	1870		3340		4400		9490
64,65	t			256	256	256	256	271		313		326		382
	$\alpha$			190	190	790	790	820		1290		1620		3060

Таблиця 2.2

**Зміни тиску середовища на ділянках ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 при  
пуску з неостиглого стану**

Номер точки	Параметр	Характеристика етапів пуску												
		Подача пари до КУ	Розпал пальників	Товчок ротора до 500 об/хв	Витримка при 500 об/хв	Розгін до 3000 об/хв	Витримка на XX і синхрон.	Навантаження до 10 МВт	Витримка при 10 МВт	Навантаження до 30 МВт	Витримка при 30 МВт	Навантаження до 40 МВт	Витримка при 40 МВт	Навантаження до 120 МВт
	$\tau$	0	50	122	127	138	143	153	195	200	210	215	310	315
1,2,3,4	p			0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
5,6,7,8	p			0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
9,10,11,12	p			0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
13,14,15,16	p			0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
17,18,19,20	p			0,14	0,14	0,45	0,45	0,45	0,45	0,24	0,24	0,28	0,28	0,38
21,22,23,24	p			0,7	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9	1,1	1,1	1,4	1,4	3,5
25,26,27,28	p			1,62	1,62	1,62	1,62	1,65	1,65	4,02	4,02	4,02	4,02	9,1
29	p			1,62	1,62	1,62	1,62	1,63	1,63	3,1	3,1	3,95	3,95	9
30	p			1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	3,1	3,1	3,95	3,95	8,85
31,32,33,34	p			1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	3	3	3,95	3,95	8,85
35,36,37,38	p			1,48	1,48	1,48	1,48	1,46	1,46	2,75	2,75	3,51	3,51	7,8
39,40,41,42	p			1,43	1,43	1,43	1,43	1,46	1,46	2,72	2,72	3,49	3,49	7,7
43,44,45,46	p			1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	2,45	2,45	3,21	3,21	6,9
47,48,49,50	p			1,31	1,31	1,31	1,31	1,3	1,3	2,4	2,4	3,19	3,19	6,8
51,52,53,54	p			1,2	1,2	1,2	1,2	1,18	1,18	2,22	2,22	2,8	2,8	6
55,56,57,58	p			1,18	1,18	1,18	1,18	1,17	1,17	2,19	2,19	2,75	2,75	5,9
59,60,61,62	p			1,07	1,07	1,07	1,07	1,08	1,08	1,17	1,17	2,47	2,47	5,2
63,64,65	p			1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,14	1,14	2,45	2,45	5,1

## 2.2. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»

Перевірочний розрахунок теплового і напружено-деформованого станів ротора ЦВТ на досліджуваних режимах роботи здійснено в тривимірній постановці з урахуванням розвантажувальних отворів в дисках роторів. Розрахункове дослідження виконано для найбільш навантажених ділянках ротору в відповідних зонах проточної частини турбоустановки. Граничні умови на поверхнях теплообміну задано згідно підрозділу 2.1 та рекомендацій [55]. Матеріал ротору – легована сталь марки Р2МА (25Х1М1ФА). Теплофізичні та фізико-механічні характеристики сталі Р2МА в залежності від температури задано у відповідності з [56].

Перед виконанням чисельного експерименту було виконано попереднє розбиття моделі на розрахункову сітку, що налічувала 92320 кінцевих елементів. Для точності розрахунків сітка виконана нерівномірною та згущена в областях кінцевих ущільнень, термокомпенсаційних канавок, розвантажувальних отворів та хвостових кріплень робочих лопаток.

При розрахунковому дослідженні теплового стану РВТ вирішувалась задача з врахуванням радіальної та осьової нерівномірності розподілення температури. Перед початком розрахунку температурних полів ротору ВТ при пусках з різних теплових станів вирішена задача початкового теплового стану металу, виходячи з інформації щодо часу простою енергоблоку та режиму остигання турбоустановки.

Напружено-деформований стан РВТ розраховано при сумісному вирішенні рівнянь рівноваги, що в тензометричній формі має вид:

$$\{\sigma_i\}_j + \rho X_i = 0; \quad i, j = 1, 2, 3; \quad p_i = f(x, y, z, 0); \quad (2.14)$$

де  $\{\sigma_i\}_j$  – нормальні та дотичні напруженості в елементах турбіни;

$X_i$  – масова сила, що діє в елементах турбіни (сила тяжіння, відцентрова сила, тощо);

$p_i$  – зовнішнє розподілене навантаження;

$\rho$  – густина матеріалу елемента.

Одночасно вирішувались рівняння сумісності деформацій і закон пружності, що в матричній формі мають вигляд:

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \cdot \Delta T\} \quad (2.15)$$

де  $\{\varepsilon_{ij}\}$  – вектор деформацій;

$[a]$  – матриця коефіцієнтів пружності;

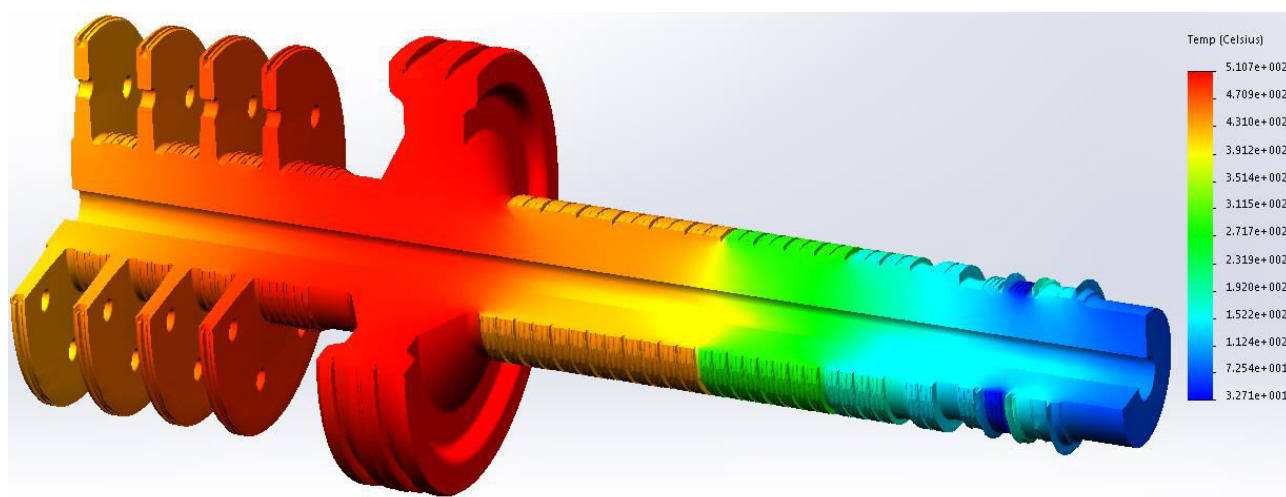
$\{\sigma_{ij}\}$  – вектор напружень;

$\{\beta \cdot \Delta T\}$  – вектор температурних деформацій;

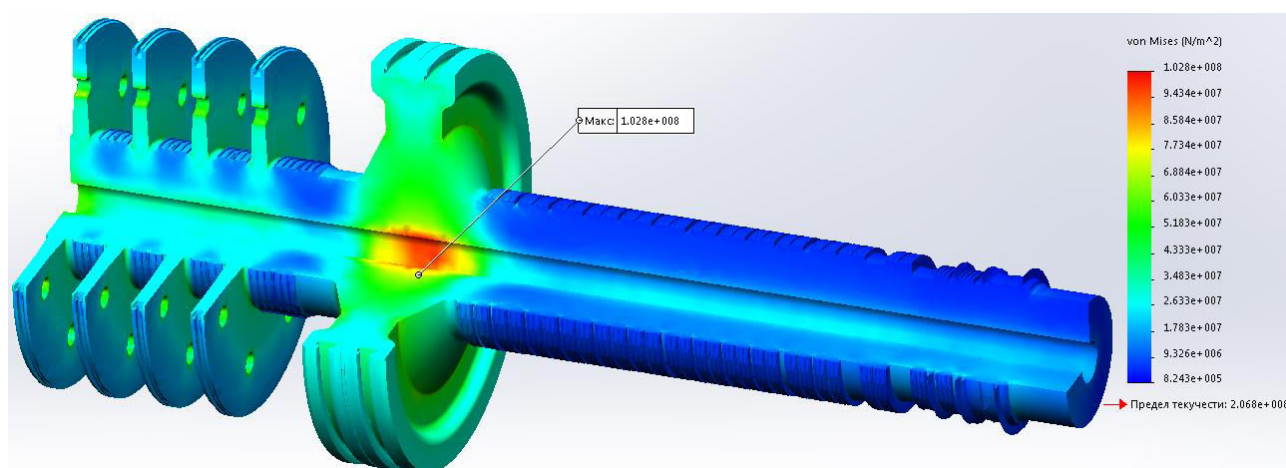
$\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення;

$\Delta T$  – зміна температури елементів турбіни при експлуатації.

Тепловий і напружено-деформований стан ротору ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» при номінальному режимі роботи представлено на рис. 2.3. Також показані головні напруження  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  (рис. 2.4).



**а) тепловий стан**

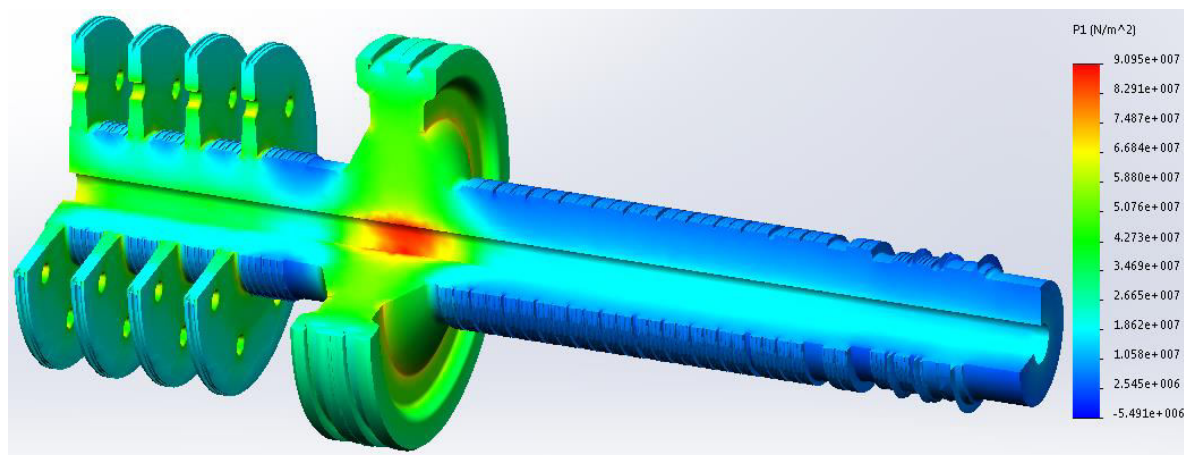


**б) сумарна інтенсивність напружень по Мізесу**

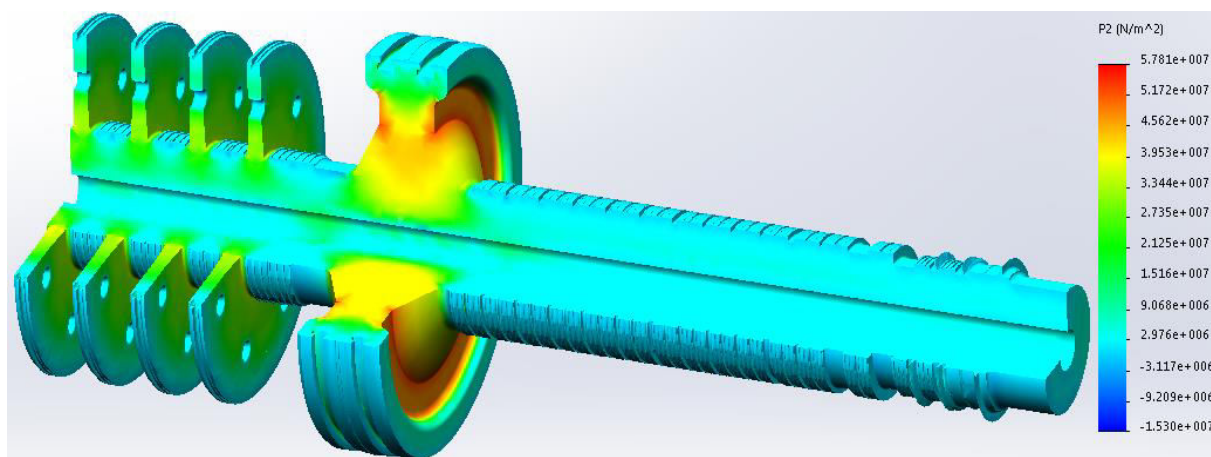
**Рис. 2.3. Тепловий (а) і напружено-деформований стан ротору ВТ парової турбіни Т-100/120-130 на номінальному режимі експлуатації**

Найбільш значні напруження на стаціонарному режимі роботи виникають в зоні осьового отвору під регулюючим ступенем ( $\sigma_i = 102,8$  МПа), що пов'язано з тим, що регулююча ступінь є значним зосередженням маси, тому відцентрові сили, які діють на ротор досягають найбільших значень саме в цій

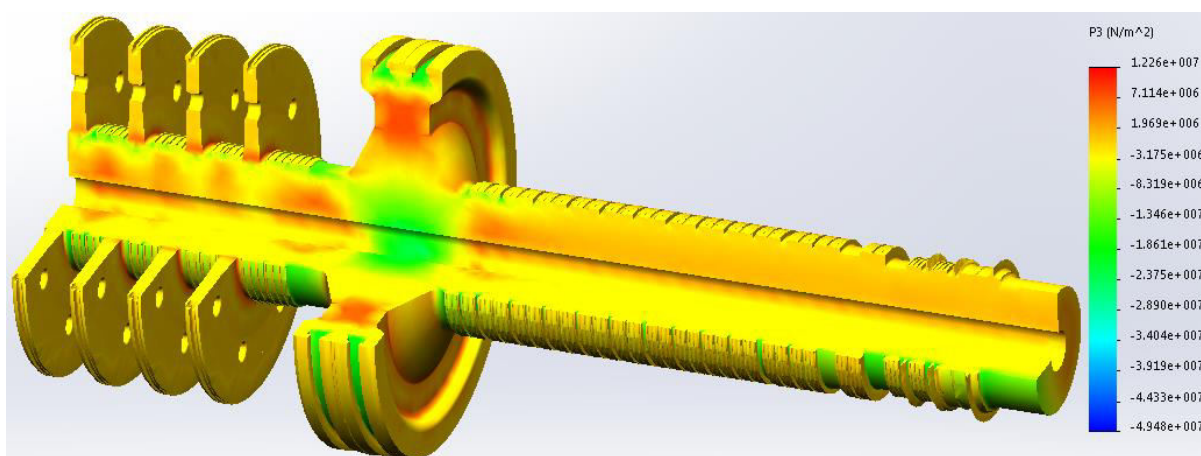
області. Також температура металу регулюючого ступеню (рис. 2.1 а) є найбільшою при стаціонарній експлуатації ротору ВТ.



а) головні напруження  $\sigma_1$



б) головні напруження  $\sigma_2$



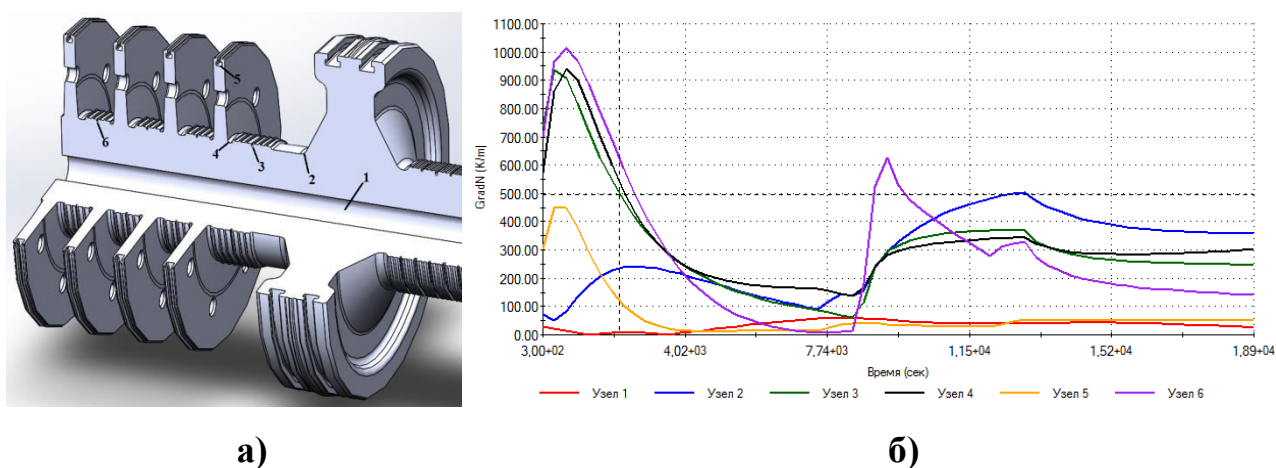
в) головні напруження  $\sigma_3$

Рис. 2.4. Головні напруження  $\sigma_1$  (а),  $\sigma_2$  (б),  $\sigma_3$  (в) при номінальному режимі експлуатації



Іншими концентраторами напружень є термокомпенсаційні канавки та розвантажувальні отвори дисків нерегулюючих ступенів РВТ. У відношенні термокомпенсаційних канавок поява локальних збільшень напруженостей пов'язана з їх геометрією та різкими радіусними переходами. Проточка термокомпенсаційних канавок є одним із методів управління залишковим ресурсом роторів парових турбін та буде розглянута далі, в розділі 4. Що стосується розвантажувальних отворів, то великі напруження в цій області пояснюються перепадами температур на входному та вихідному перерізі отвору, а також відносно невелика товщина дисків ступенів, що провокує збільшення градієнтів температур в цих зонах.

У відношенні змінних режимів експлуатації, одночасно з визначенням ТС та НДС, важливим етапом є встановлення динаміки зміни градієнтів температур у характерних зонах ротору ВТ (рис. 2.5, 2.6)



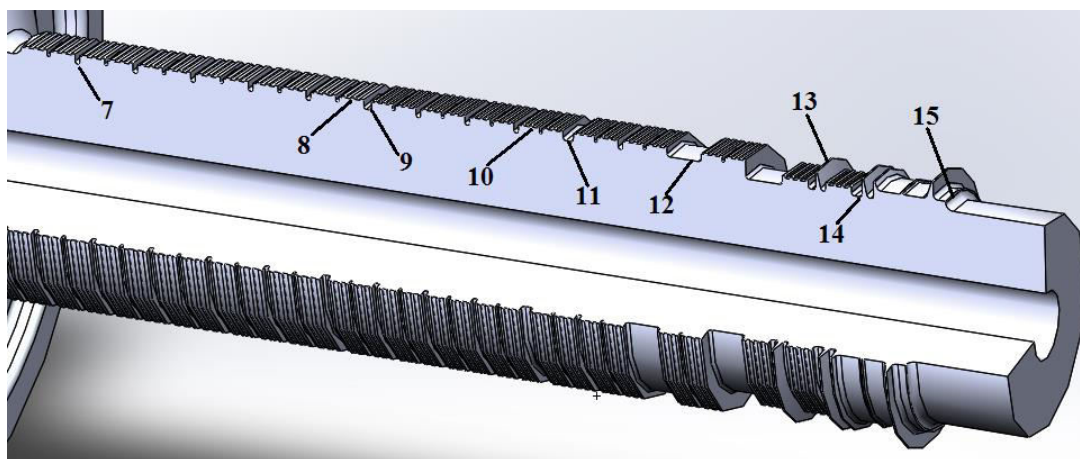
**Рис. 2.5. Характерні вузли (а) та значення (б) максимальних градієнтів температур ротору ВТ при пуску з неостиглого стану**

При пусках з неостиглого стану градієнти температур найбільш значні в момент часу в моменти часу 800 с, 8400 с, 9300 с та 12900 с. Саме в ці моменти часу значення інтенсивностей напружень досягають найбільших значень, що вказує на домінуючий вплив температурних напружень на загальний напружено-деформований стан РВТ.

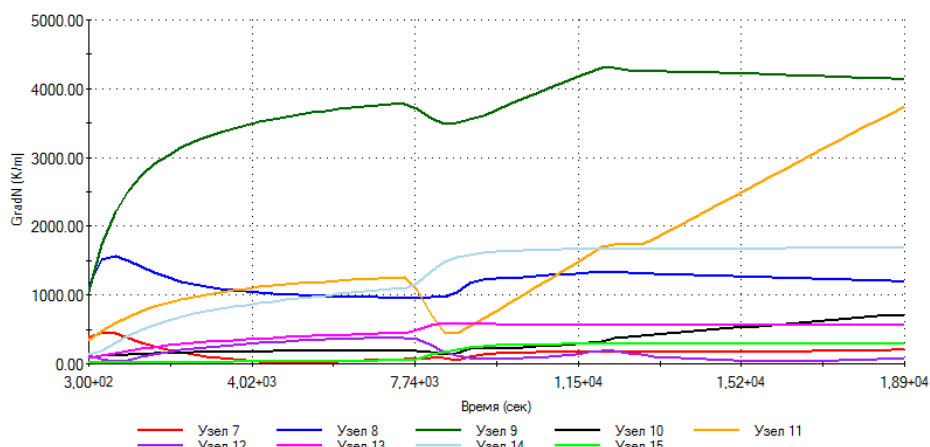
Варто відзначити, що найбільших значень температурні градієнти досягають на межі сусідніх обойм ущільнень (рис. 2.6 вузли 9 та 11), що



пояснюється великими перепадами температур пари на початку поточної обойми ущільнень та наприкінці попередньої обойми ущільнень. Такий перепад пов'язаний з охолодженням пари при проходженні ущільнень в межах однієї обойми.



**а) характерні вузли ротору ВТ турбіни Т-100/120-130**

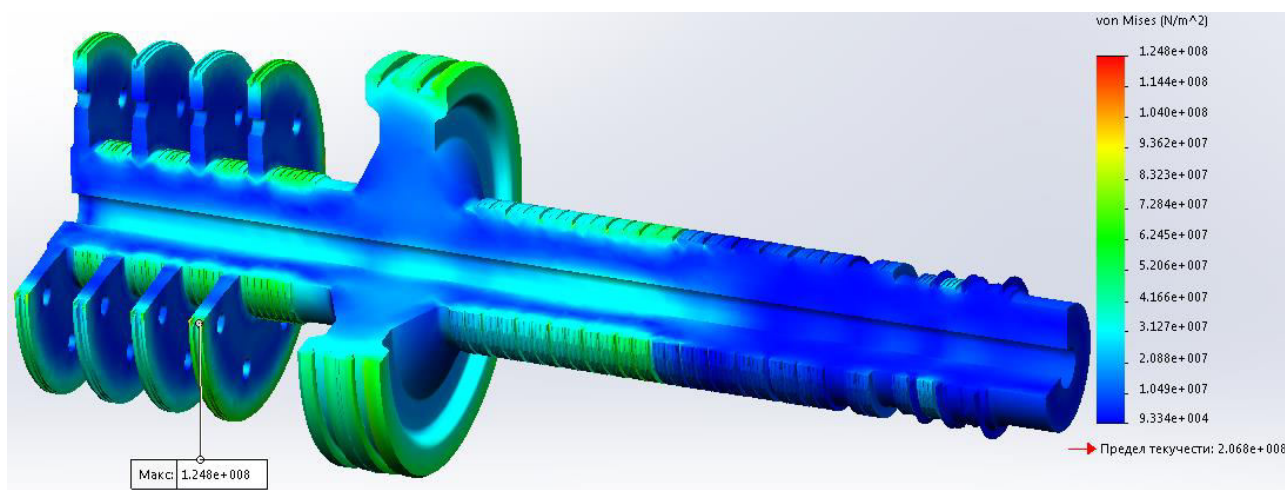


**б) значення градієнтів температур при пуску з нестиглого стану**

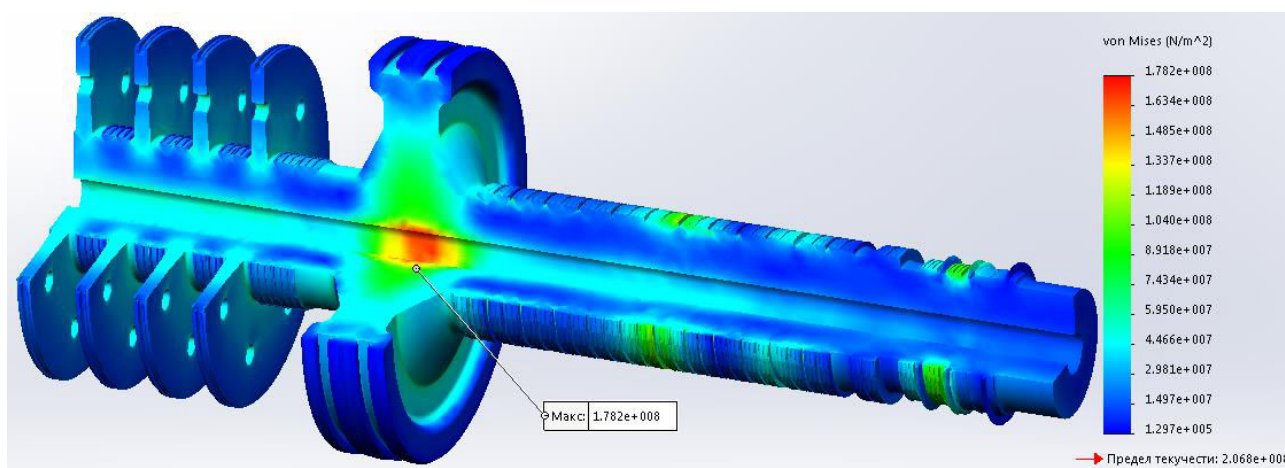
**Рис. 2.6. Характерні вузли (а) та значення (б) максимальних градієнтів температур ротору ВТ при пуску з нестиглого стану**

В результаті перепадів градієнтів температур, зони максимальної інтенсивності напружень з'являються, як на осьовій розточці диска першого ступеня ( $\sigma_i = 178$  МПа) так і в зоні передніх кінцевих ущільнень на межі першої та другої обойми ( $\sigma_i = 154$  МПа) наприкінці терміну пуску (18900 с) (рис. 2.7). Тепловий стан РВТ в цей момент часу змінюється від 423-458 °С в

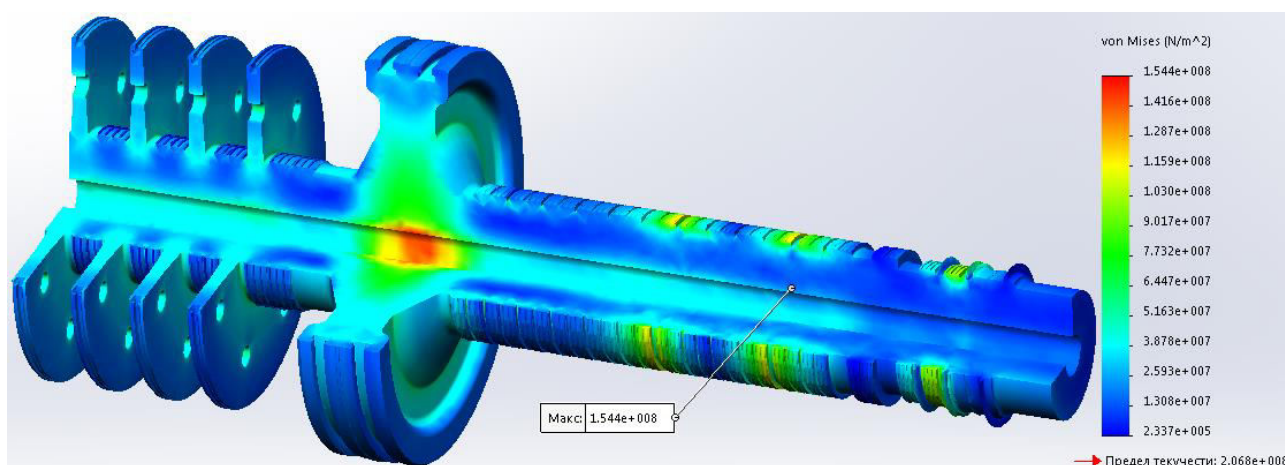
зоні регулюючого ступеня і перших двох ступенів тиску до  $136\text{ }^{\circ}\text{C}$  в зоні третьої обойми передніх кінцевих ущільнень.



**а) НДС РВТ турбіни Т-100/120-130 в момент часу 800 с**



**б) НДС РВТ турбіни Т-100/120-130 в момент часу 12900 с**



**в) НДС РВТ турбіни Т-100/120-130 в момент часу 18900 с**

**Рис. 2.7. Напружено деформований стан РВТ турбіни Т-100/120-130 при пусках з неостиглого стану в момент часу 800 с (а), 12900 с (б), 18900 с (в)**

Аналогічні дані щодо теплового та напружено-деформованого стану також отримані для пуску із гарячого та холодного стану. Варто відзначити, що при пуску із гарячого стану максимум інтенсивностей напружень ( $\sigma_i = 203$  МПа) виникає в зоні обойми № 1 та 2 передніх кінцевих ущільнень. Це пояснюється значним переохолодженням ущільнень більш холодним паром по відношенню до температури металу в цій зоні в початкові моменти пуску. Зміна схеми постачання ущільнень паром для зменшення рівню напружень є задачею управління залишковим ресурсом.

### **2.3. Оцінка малоциклової втомлюваності, довготривалої міцності, пошкоджуваності основного металу та залишкового ресурсу елементів турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»**

На основі аналізу діючих навантажень (температурних, навантажень від тиску, відцентрових, сил реакції опор, тощо) і температурних полів, а також отриманих максимальних і мінімальних значень напруженостей при стаціонарних та змінних режимах роботи обрано найбільш навантажені області елементів турбіни, для яких виконується перевірочний розрахунок на малоциклову втомлюваність. Для ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5», визначаючий ресурсні показники, рівень інтенсивності сумарних напруженостей має місце в зоні першої регулюючої двохвінцевої ступені швидкості, на ободі дисків в зоні хвостових лопаток, а також в області теплових канавок передніх кінцевих ущільнень ротору.

Розрахунок на малоциклову втомлюваність виконано з використанням методу Найбера по амплітудах інтенсивності місцевих пружно-пластичних деформацій при розрахунковій температурі в цій області [56]. За розрахункову температуру  $t_i$  приймається максимальна температура у вузлі, що розглядається  $t_{i\ max}$  і дорівнює температурі при номінальному режимі експлуатації.

Амплітуда інтенсивності деформації визначалась за значеннями інтенсивності деформації на протязі циклу навантаження:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2}(\varepsilon_{i\ max} - \varepsilon_{i\ min}) \quad (2.16)$$

де  $\varepsilon_{i \max}$ ,  $\varepsilon_{i \min}$  – максимальне і мінімальне значення інтенсивності деформації в циклі навантаження.

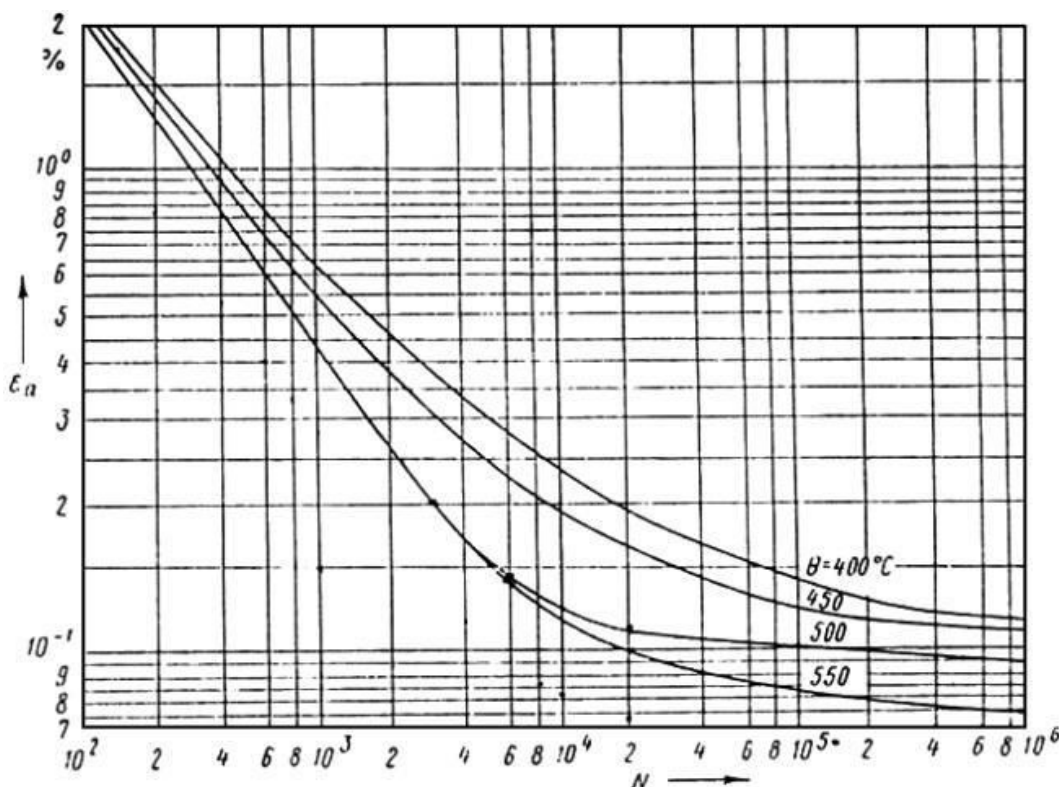
Число циклів навантаження до появи тріщини визначалось за експериментальними кривими малоциклової втомлюваності, що отримані за результатами випробувань зразків на розтяг-стиснення при жорсткому симетричному циклі і постійній температурі (ГОСТ 25.502-79). Допустиме число циклів приймалось за експериментальними кривими (рис. 2.8) меншим з двох значень:

$$N_d = \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (2.17)$$

де  $N_1$ ,  $N_2$  – число циклів навантаження, що відповідають на кривих малоциклової втомлюваності амплітудам  $\varepsilon_{a \text{ пр.}}$  і  $n_\varepsilon \cdot \varepsilon_{a \text{ пр.}}$  відповідно;

$n_N$ ,  $n_\varepsilon$  – коефіцієнт запасу міцності по числу циклів і деформації;

$\varepsilon_{a \text{ пр.}}$  – приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформації з врахуванням ефективного коефіцієнту інтенсивності напружень  $\overline{K_T}$ .



**Рис. 2.8. Експериментальні криві втомлюваності сталі Р2МА (25Х1М1ФА) при ізотермічному симетричному циклі навантаження [56]**

Приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформації розраховується по формулі:

$$\varepsilon_{a \text{ пр.}} = \frac{1+\nu}{1,5 \cdot E} (C \cdot \sigma_a + \sigma_{-1} - \sigma_N) \quad (2.18)$$

де  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона;

$E$  – модуль пружності сталі;

$C$  – коефіцієнт поточного числа циклів:

$$C = \begin{cases} 1, & \text{при } N \leq 10^4 \\ \frac{\overline{K_T}}{K_T}, & \text{при } N > 10^4 \end{cases} \quad (2.19)$$

$\sigma_a$  – амплітуда інтенсивності напружень:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.20)$$

$\sigma_{-1}$  – межа втомлюваності сталі при симетричному навантаженні;

$\sigma_N$  – межа втомлюваності сталі при несиметричному навантаженні:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1} \cdot 1+r}{\sigma_B \cdot 1-r}} \quad (2.21)$$

$\sigma_B$  – межа міцності сталі на розтяг;

$r$  – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження;

$\overline{K_T}$  – ефективний коефіцієнт інтенсивності напружень:

$$\overline{K_T} = 1 + p(K_T - 1) \quad (2.22)$$

$p$  – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень.

При підвищених температурах, коли проявляється повзучість матеріалу при номінальному режимі експлуатації, допустиме число циклів знаходиться так:

$$N_d = \left[ 1 - \left| \frac{1,25 \cdot \sigma^c}{\sigma_{д.п.}} \right|^q \right] \cdot \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (2.23)$$

де  $\sigma^c$  – інтенсивність напружень в точці, що розглядається за сталої повзучості;

$\sigma_{д.п.}$  – межа довготривалої міцності для моменту часу, визначеного заданими технічними умовами;

$q$  – показник степені в рівнянні довготривалої міцності в інтервалі  $1 \div 2 \cdot 10^5$  год експлуатації:

$$t = B \cdot \sigma^{-q} \quad (2.24)$$

Тоді приведена до симетричного ізотермічного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформацій:

$$\varepsilon_{a \text{ пр.}} = \frac{1+\nu}{1,5 \cdot E} \{C \cdot \sigma_a + \min(\sigma_{-1}; \sigma_{\text{д.п.}}) - \min(\sigma_N; \sigma_N^c)\} \quad (2.25)$$

де  $\sigma_N^c$  – межа втомлюваності сталі при несиметричному навантаженні і при сталій повзучості:

$$\sigma_N^c = \begin{cases} \min\left\{\frac{\sigma_a \cdot \sigma_{\text{д.п.}}(T_1)}{|\sigma_{\text{max}}|}; \frac{\sigma_a \cdot \sigma_{\text{д.п.}}(T_2)}{|\sigma_{\text{max}} - 2 \cdot \sigma_a|}\right\}, & \text{при } \sigma_a < \overline{\sigma_{0,2}^{\text{II}}} \\ \min\{\sigma_{\text{д.п.}}(T_1); \sigma_{\text{д.п.}}(T_2)\}, & \text{при } \sigma_a \geq \overline{\sigma_{0,2}^{\text{II}}} \end{cases} \quad (2.26)$$

$\sigma_{\text{д.п.}}(T_1)$ ,  $\sigma_{\text{д.п.}}(T_2)$  – межі довготривалої міцності за строк експлуатації, що відповідають температурі  $T_1$  і  $T_2$ .

Сумарна пошкоджувальність, накопичена в металі роторів від сумісної дії повзучості при  $q'$  різних типів сталих режимів і циклічних навантажень при  $k'$  різних типів змінних режимів визначається за формулою:

$$P' = P'_{\text{ст}} + P'_{\text{ц}} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{t'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}} \quad (2.27)$$

де  $P'_{\text{ст}}$ ,  $P'_{\text{ц}}$  – статична та циклічна пошкоджувальність, накопичена в досліджуваній зоні ротору на момент оцінки продовження строку експлуатації;

$t'_j$  – час роботи на  $j$ -ому сталому режимі за температури металу  $T'_j$  і еквівалентних місцевих напружень повзучості  $(\sigma'_{\text{эj}})_{\text{max}}$ ;

$t'_{pj}$  – час до настання граничного стану під дією еквівалентних місцевих напружень повзучості  $(\sigma'_{\text{эj}})_{\text{max}}$  при температурі металу  $T'_j$ , яке визначається за допомогою діаграми довготривалої міцності матеріалу;

$n'_l$  – число циклів  $l$ -го типу;

$N'_{pl}$  – число циклів до появи втомних тріщин під дією тільки циклічних навантажень  $l$ -го типу;

$q'$  – число різних типів сталих режимів, на момент оцінки, при температурі металу  $T'_j$  і сталих еквівалентних місцевих напружень повзучості  $(\sigma'_{эj})_{\max}$ ;

$k'$  – число різних типів циклів, на момент оцінки, з різними амплітудами приведених інтенсивностей напружень  $\Delta\sigma'_b$ , або амплітуд деформацій  $\varepsilon'_{al}$ .

Штрихом відмічені всі величини, що стосуються попереднього до аналізу періоду експлуатації.

Якщо за даними електростанції не відоме розподілення пусків за типами, а лише відоме їх загальне число  $n$  за час до моменту оцінки, то накопичена циклічна пошкоджуваність  $\Pi'_{\text{ц}}$  визначається в запас по спрощеній формулі:

$$\Pi'_{\text{ц}} = \frac{n}{N_p} \quad (2.28)$$

де  $N_p$  – число циклів до появи втомної тріщини, що відповідає найбільш жорсткому режиму (режиму з максимальною амплітудою деформації  $\varepsilon_a$ ).

Залишкове напрацювання до появи тріщини  $[\tau]_{\text{ост}}$  (в роках) визначається за формулою:

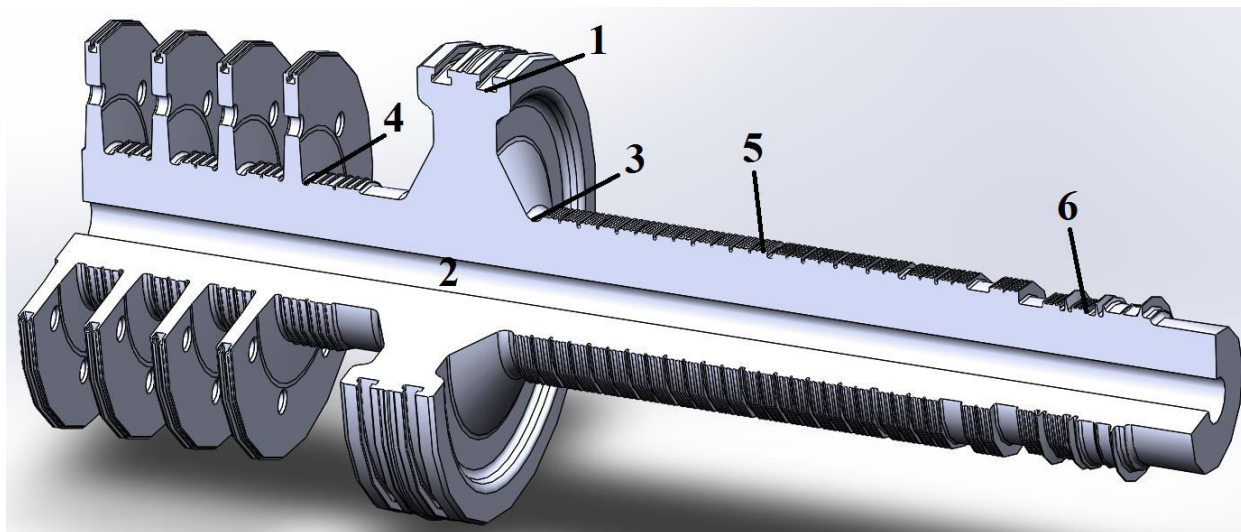
$$[\tau]_{\text{ост}} = \frac{1 - \Pi'}{\Pi''_{\text{г}}} \quad (2.29)$$

де  $\Pi''_{\text{г}}$  – прогнозована на наступний за оцінкою період експлуатації осереднена річна пошкоджуваність (річна швидкість вичерпання ресурсу), яка буде накопичуватись в досліджуваній зоні ротора при чергуванні  $q''$  типів сталих режимів та  $k''$  типів циклів з різними циклічними навантаженнями. Двома штрихами відмічені всі величини, що відносяться до періоду експлуатації після проведення оцінки і продовження ресурсу.

При розрахунках на малоциклову втомлюваність в роторі ВТ за результатами розрахунків напружено-деформованого стану досліджувались наступні зони: 1 – хвостові кріплення першого вінця регулюючого ступеню (РС); 2 – осьовий отвір ротора ВТ в зоні РС; 3 – галтель перед регулюючим ступенем за сторони передніх кінцевих ущільнень; 4 – термокомпенсаційні канавки диска № 1 зі сторони першої нерегульованої ступені; 5 – зона між останнім ущільненням першої обойми та першим ущільненням другої обойми

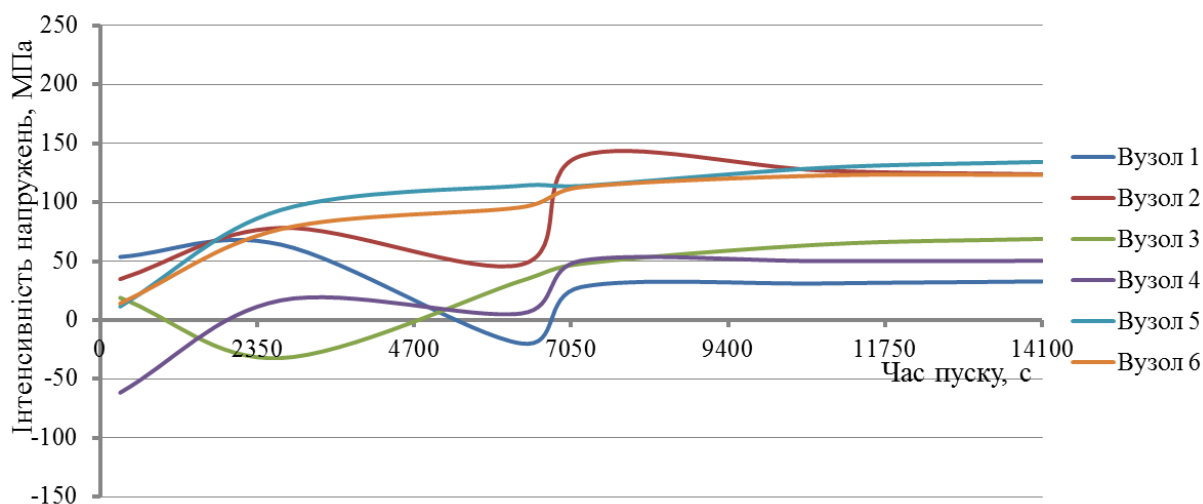


передніх кінцевих ущільнень; 6 – коробка ущільнень в області присосів повітря. Ці вузли представлені на рис. 2.9.



**Рис. 2.9. Характерні вузли РВТ при дослідженні на малоциклову втомлюваність.**

В досліджуваних вузлах розраховано інтенсивності умовних пружних напружень, головні напруження на протязі всього терміну пуску для всіх типів пусків. Будувались графіки динаміки зміни інтенсивності умовних пружних напружень, по осі ординат відкладалися інтенсивності напружень, а по осі абсцис – час пуску з різних теплових станів (рис. 2.10-2.12).

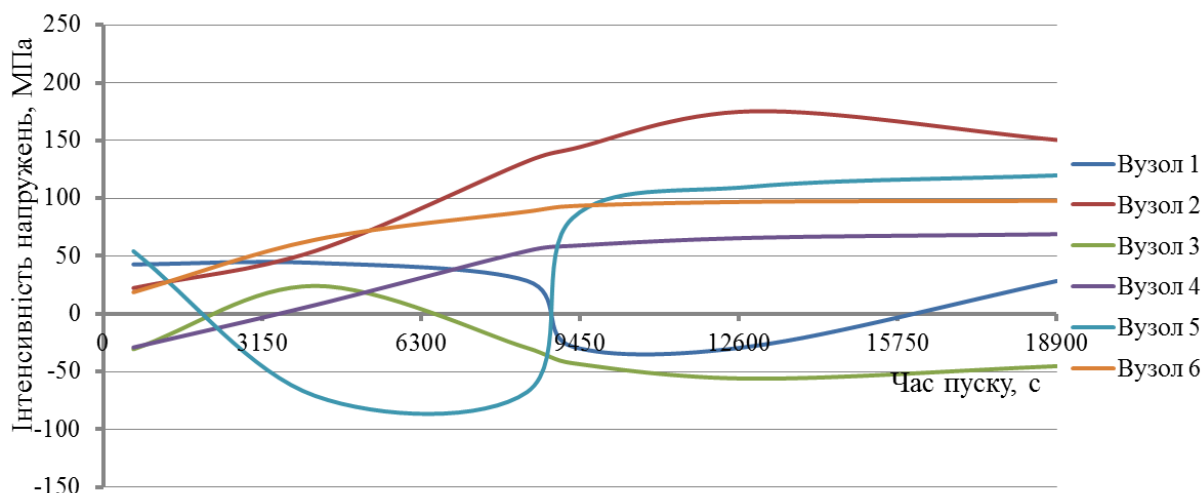


**Рис. 2.10. Інтенсивності умовних пружних напруженостей при пуску з ГС**

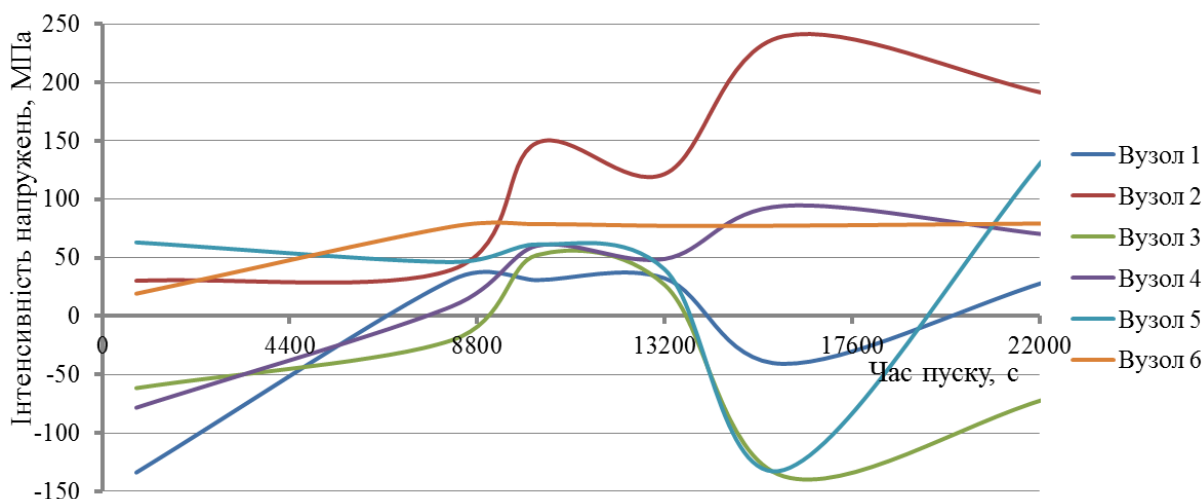
За графіками та формулою (2.20) визначено амплітуди інтенсивності напружень для кожного вузла. Ці значення використані для визначення



приведеної до симетричного циклу навантаження амплітуди інтенсивності деформації (формули 2.18-2.22). Отримані значення наведено в табл. 2.3-2.5.



**Рис. 2.11. Інтенсивності умовних пружних напруженостей при пуску з НС**



**Рис. 2.12. Інтенсивності умовних пружних напруженостей при пуску з ХС**

**Таблиця 2.3**

**Розрахункова оцінка малоциклової втомлюваності при пуску з ГС**

	$\sigma_a$ , МПа	$t_{НОМ}$ , °C	E, ГПа	r	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\varepsilon_{a.пр.}$ , %
1	41,95	511	179	-0,3089	549	411,75	294,95	0,0757
2	87,15	500	180	-0,2495	551	413,25	284,9	0,1022
3	50,6	506	179,6	-0,4688	550	412,5	324,49	0,0659
4	56	493	181	-1	552	414	414	0,0264
5	72,9	436	186	-0,0856	558	418,5	256,48	0,1078
6	68,7	34	214	-0,1144	646	484,5	303,56	0,0996

Таблиця 2.4

## Розрахункова оцінка малоциклової втомлюваності при пуску з НС

	$\sigma_a$ , МПа	$t_{\text{НОМ}}$ , °C	E, ГПа	r	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\epsilon_{a, \text{пр.}}$ , %
1	36,2	511	179	-0,6417	549	411,75	353,8	0,0449
2	98,85	500	180	-0,1271	551	413,25	261,42	0,1188
3	40,15	506	179,6	-1	550	412,5	412,5	0,0191
4	49	493	181	-0,4224	552	414	317,34	0,0687
5	95,4	436	186	-0,5927	558	418,5	351,14	0,0747
6	58,25	34	214	-0,1912	646	484,5	321,03	0,0884

Таблиця 2.5

## Розрахункова оцінка малоциклової втомлюваності при пуску з ХС

	$\sigma_a$ , МПа	$t_{\text{НОМ}}$ , °C	E, ГПа	r	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\epsilon_{a, \text{пр.}}$ , %
1	83,15	511	179	-1	549	411,75	411,75	0,0396
2	135	500	180	-0,1264	551	413,25	261,28	0,1361
3	94,7	506	179,6	-1	550	412,5	412,5	0,045
4	86,4	493	181	-0,8305	552	414	387,12	0,0534
5	135,35	436	186	-0,9475	558	418,5	410,20	0,0659
6	49,25	34	214	-0,2421	646	484,5	332,39	0,0803

Наступним кроком, за значеннями приведеної до симетричного циклу навантаження амплітуди інтенсивності деформації та за допомогою експериментальних кривих малоциклової втомлюваності (рис. 2.8) визначається допустиме число циклів навантаження до появи втомної тріщини (формула 2.17). Згідно рекомендацій [56] коефіцієнти запасу по числу циклів та по деформації прийняті відповідно  $n_N = 5$ ,  $n_\epsilon = 1,5$ . Результати розрахунків представлено в табл. 2.6, 2.7.

Таблиця 2.6

## Допустиме число циклів пуску з різних теплових станів металу РВТ

	Пуск з ХС	Пуск з НС	Пуск з ГС
Допустиме число циклів $N_1 = f(\epsilon_{a \text{ пр}}) / n_N$	1360	1840	3040
Допустиме число циклів $N_2 = f(\epsilon_{a \text{ пр}} \cdot n_\epsilon)$	2900	3150	4560

Таблиця 2.7

## Розрахункова оцінка МЦВ при пуску з різних теплових станів РВТ

Тип пуску турбіни	Температура по товщині ротору $t_{\max}$ , °C	Інтенсивність напружень, $\sigma_i$ , МПа	Приведена деформація, $\varepsilon_{a\text{ пр}}$ , %	Допустиме число пусків, $N_d$
				$n_N = 5, n_\varepsilon = 1,5$
ГС	500	210,1	0,10216	3040
НС	500	178,2	0,11884	1840
ХС	500	250,1	0,13605	1360

За даними ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» за станом на 17.06.16 напрацювання енергоблоку № 1 складає 201150 год і 802 пуски з різних теплових станів, зокрема 110 пусків з ХС, 142 пуски з НС та 550 – з ГС.

З врахуванням оцінки малоциклової втомлюваності, розрахункова оцінка пошкоджуваності основного металу РВТ та його індивідуального ресурсу виконана за формулами (2.27-2.29) та представлена в таблиці 2.8.

Якщо за даними електростанції неможливо точно встановити кількість пусків, а достовірно відомо лише їх загальна кількість  $n_{\text{общ}}$  за час експлуатації, то циклічна пошкоджуваність визначається в запас по спрощеній формулі відповідно до рекомендацій [57, 58]. При цьому в формулі приймається число циклів до появи тріщини  $[N_{\min}]$ , яке відповідає найбільш жорсткому типу пуску з максимальною амплітудою інтенсивності деформації в досліджуваній зоні. Отримана розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання в роках та індивідуального ресурсу по спрощеній формулі можна розглядати, як максимально низький прогноз індивідуального ресурсу для елементів парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» (табл. 2.8 п. 14-16).

Варто також мати на увазі, що реальні значення пошкоджуваності можуть мати тенденцію до зниження з наступних причин:

- зупини з примусовим розхолоджуванням можуть збільшувати амплітуду інтенсивності напружень;
- при напрацюваннях обладнання понад 200 тис. год має місце певна деградація властивостей металу;

- відхилення реальних пускових графіків від графіків, визначених інструкцією по експлуатації, за рахунок впливу людського фактору;
- відсутність повних даних про реальний стан металу роторів в даний момент експлуатації.

Таблиця 2.8

**Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу РВТ енергоблоку № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»**

№	Найменування	Формула	Значення
1	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	508
2	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{imax}}, \text{МПа}$	102,8
3	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	528
4	Запас міцності $\sigma_{\text{imax}}$	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{imax}}$	5,14
5	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{pl}] n^{PBT}_{HC=142}$	1840
		$[N_{pl}] n^{PBT}_{XC=110}$	1360
		$[N_{pl}] n^{PBT}_{ГC=550}$	3040
6	Циклічна пошкоджуваність	$[П_{ц}] = \sum n_i / [N_{pl}]$	0,339
7	Статична пошкоджуваність	$[П_{ст}] = \sum t_i / [t_{pl}]$	0,347
8	Сумарна пошкоджуваність	$[П_{сум}] = [П_{ц}] + [П_{ст}]$	0,686
9	Поточне напрацювання	$T, \text{год}$	201150
10	Середнє число годин роботи в рік	$T_{\text{річ}} = T/z$	5436,5
11	Залишкове напрацювання в роках	$G = 1 - [П'] / [П'_p], \text{років}$	17
12	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{заг}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	92162
13	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	802
14	Циклічна пошкоджуваність (спрощена формула)	$[П_{ц}]_{\text{спрощ.}} = \sum n_{\text{заг}} / [N_{\text{min}}]$	0,59
15	Сумарна пошкоджуваність (спрощена формула)	$[П_{сум}]_{\text{спрощ.}} = [П_{ц}]_{\text{спрощ.}} + [П_{ст}]$	0,937
16	Індивідуальний залишковий ресурс (спрощена формула)	$T'_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	21977

Таким чином, розрахунковий ресурс металу РВТ турбоагрегату Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» вичерпаний на 69 %. Статична складова загальної пошкоджуваності оцінена за формулою (2.27) та з використанням експериментальних кривих довготривалої міцності [34]. Циклічна пошкоджуваність, яка визначається в запас за спрощеною формулою, становить 59 %. Допустиме додаткове розрахункове число пусків для РВТ

складе близько 558 пусків в самому консервативному варіанті, коли в розрахунку використано мінімальну допустиму кількість пусків 1360 при пуску з холодного стану (п. 5 табл. 2.8). Запаси короточасної статичної міцності ротору ніде не виходять за межі допустимих ( $n'_T, n''_T \geq 1,6$ ), що дозволяє подальшу експлуатацію. Індивідуальний залишковий ресурс становить 92162 год, а з урахуванням спрощеної формули в запас 21977 год в самому консервативному випадку, як максимально низький прогноз.

Результати виконаних робіт та наданих рекомендацій були використані Харківською ТЕЦ-5 при продовженні строку експлуатації блоку № 1 (довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 01-15/2280 від 30.11.2016 р.).

Порівняльна оцінка отриманих результатів з експериментальними та розрахунковими даними інших авторів наведена у додатку А.

## **Висновки до розділу 2**

1. Оцінка індивідуального залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін потребує проведення геометричного моделювання та чисельного експерименту, що імітує експлуатацію енергетичного обладнання за певного температурного режиму. Даний чисельний експеримент дозволяє отримати нестационарні дані про тепловий стан досліджуваного об'єкту. Наступним кроком є розрахунок напружено-деформованого стану високотемпературних елементів, для якого необхідно встановити рід та інтенсивність зусиль, які діють на відповідний елемент. Так, для роторів парових турбін до таких зусиль слід віднести температурні напруження, зусилля від тиску теплоносія, відцентрові сили обертання ротору та реакції його опор.

2. Дані, щодо теплового стану досліджуваного елементу отримуються в ході вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності з заданням граничних умов теплообміну на поверхнях валу РВТ, що відповідають певному

експлуатаційному режиму (стаціонарний режим, пуск з холодного стану металу, пуск з неостиглого стану та пуск з гарячого стану).

3. Напружено-деформований стан оцінюється для всіх моментів часу відповідного експлуатаційного режиму та дає можливість встановити попередні механізми старіння основного металу. На основі аналізу діючих навантажень і температурних полів, а також отриманих максимальних і мінімальних значень напруженостей при стаціонарних та змінних режимах роботи обираються найбільш навантажені області елементів турбіни, для яких виконується перевірочний розрахунок на малоциклову втомлюваність. В ході перевірочного розрахунку визначаються значення амплітуди інтенсивності деформацій для кожного досліджуваного вузла, за значенням яких визначається приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформації. За експериментальними кривими малоциклової втомлюваності, що отримані на основі випробувань зразків на розтяг-стиснення при жорсткому симетричному циклі і постійній температурі, визначається допустиме число циклів пуску з різних теплових станів, яке дозволяє оцінити поточний рівень циклічної пошкоджуваності основного металу та провести розрахунок індивідуального залишкового ресурсу.

4. Розрахунковий ресурс металу РВТ турбоагрегату Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» вичерпаний на 69 %. Циклічна пошкоджуваність, яка визначається в запас за спрощеною формулою, становить 59 %. Допустиме додаткове розрахункове число пусків для РВТ складе близько 558 пусків в самому консервативному варіанті, коли в розрахунку використано мінімальну допустиму кількість пусків 1360 при пуску з холодного стану. Запаси короточасної статичної міцності ротору ніде не виходять за межі допустимих ( $n'_T, n''_T \geq 1,6$ ), що дозволяє подальшу експлуатацію. Індивідуальний залишковий ресурс становить 92162 год, а з урахуванням спрощеної формули в запас 21977 год в самому консервативному випадку, як максимально низький прогноз.

## РОЗДІЛ 3

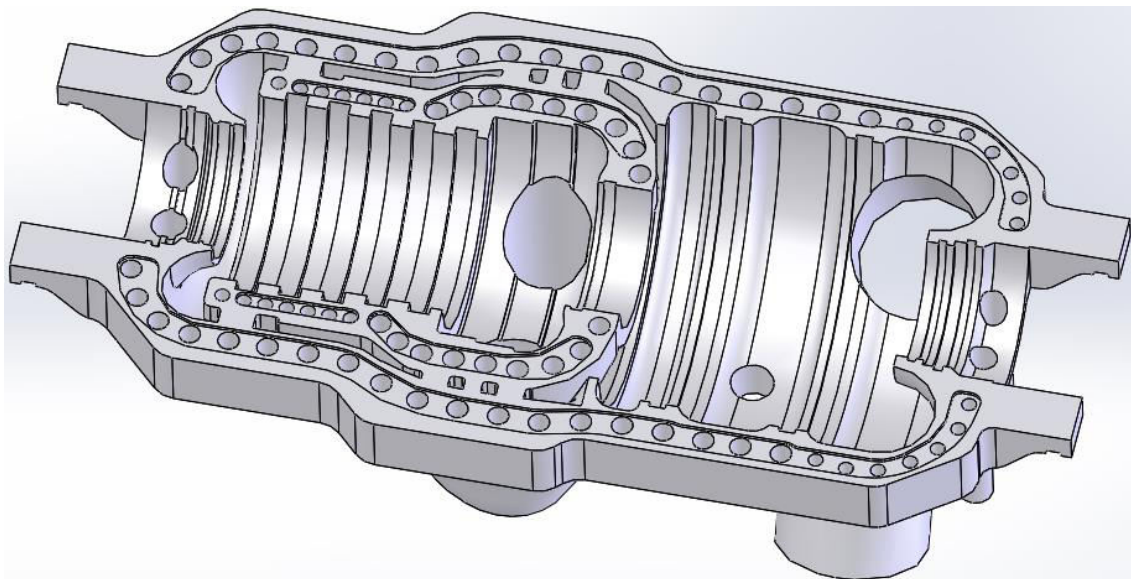
УПРАВЛІННЯ ЗАЛИШКОВИМ РЕСУРСОМ КОРПУСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ  
ПАРОВИХ ТУРБІН НА НАДКРИТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПАРИ  
ТЕХНОЛОГІЧНИМ МЕТОДОМ**3.1. Оцінка ТС та НДС корпусних елементів парових турбін**

Числове дослідження теплового та напружено-деформованого стану корпусних елементів парових турбін проводиться у такій же послідовності, як і для роторів (розділ 2). Ключовою відмінністю розрахунку є обов'язкове представлення просторових аналогів корпусів у тривимірній постановці, через відсутність осесиметричної геометрії, наявність фланців горизонтального роз'єму, патрубків підводу або відбору пари та інших конструктивних ускладнень. Напружено-деформований стан корпусних елементів, як і для роторів, формується від сумісної дії температурних напружень, зусиль від тиску пари та реакції опор. Також, для забезпечення парової щільності верхньої та нижньої частини корпусу, виконується фланцеве з'єднання цих частин за допомогою шпильок. Стискуjące зусилля у фланцях несе вагомий вплив на напружено-деформований стан корпусних елементів турбіни.

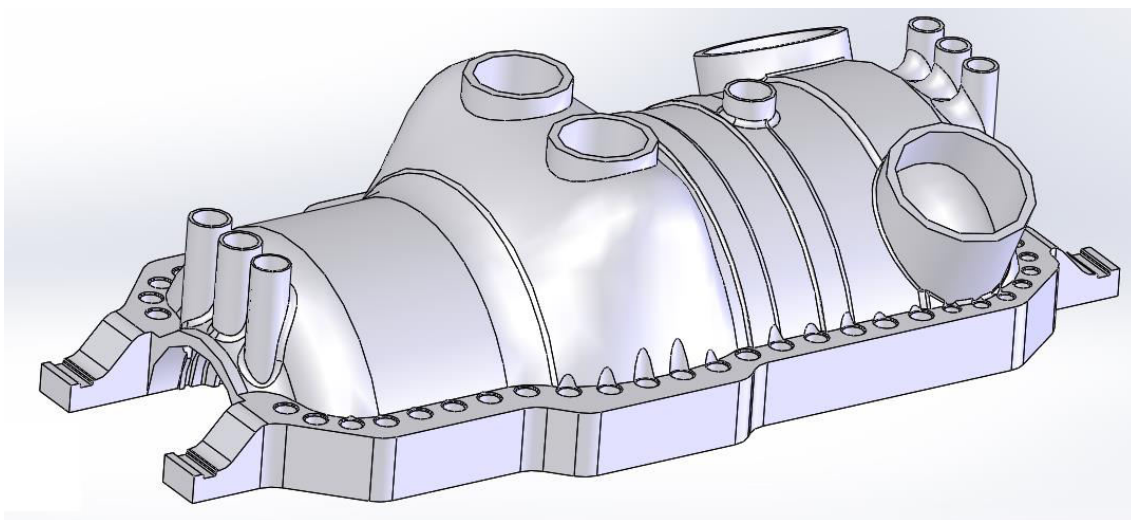
Для оцінки теплового та напружено-деформованого стану корпусних елементів було обрано парову турбіну К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС. Турбіна виготовлена АТ «ЛМЗ» та введена в експлуатацію в 1971 році. Загальне напруцювання енергоблоку № 7 Слов'янської ТЕС станом на 01.08.2008 складає 239934 год при числу пусків з різних теплових станів – 413. За умови продовження експлуатації турбіни в попередньому режимі поточне напруцювання та число пусків (станом на 01.01.2017) можна прийняти на рівні 291811 год та 500 відповідно. Циліндр високого тиску турбіни К-800-240-2 виконується литим та двостінним. Після перших шести ступенів внутрішнього корпусу відбувається розворот потоку пару до наступних шести ступенів зовнішнього корпусу. Внутрішній корпус виконується зі сталі 15X11МФБ та складається з двох частин (верхньої та нижньої), що з'єднуються фланцями. Зовнішній корпус ЦВТ виготовлений зі сталі 15X1М1Ф. Внутрішній корпус

встановлюється в зовнішній за допомогою спеціальних приливів та центрується направляючими шпонками.

Геометрична модель нижньої частини корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 (рис. 3.1) виконана згідно креслення заводу-виготовлювача та надана котло-турбінним цехом Слов'янської ТЕС.



**а) вид зверху**



**б) вид знизу**

**Рис. 3.1. Просторовий аналог нижньої частини корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС**

Просторовий аналог створено з урахуванням складної внутрішньої геометрії з відповідними розточками під кріплення обойм діафрагм, обойм ущільнень, патрубків підводу та відбору пари, фланцями горизонтального



роз'єму, отворами для встановлення шпильок та опорними лапами. Для фланців та шпильок організовано паровий обігрів по обнизці.

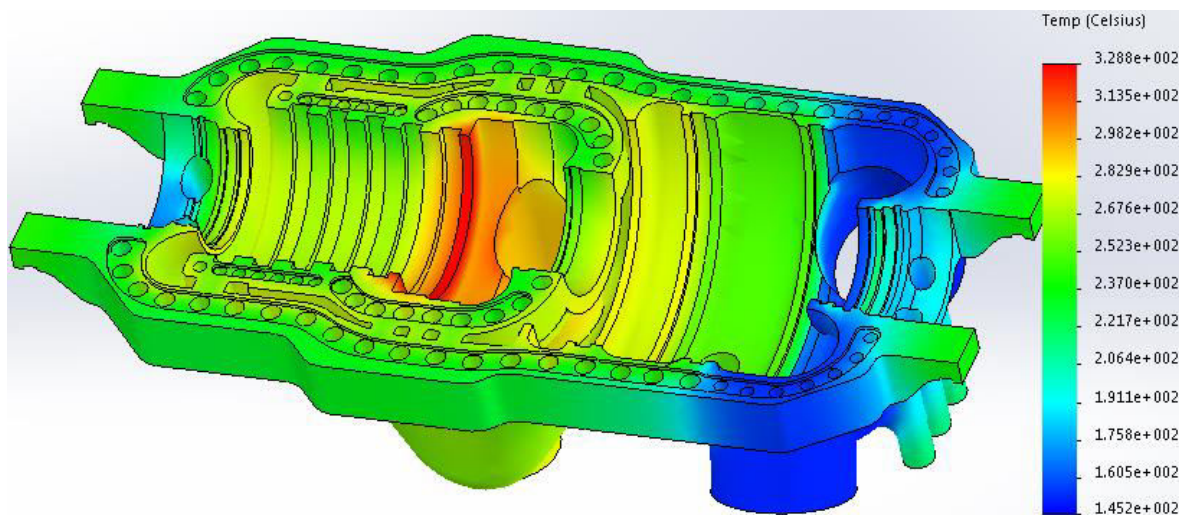
При створенні геометричної моделі, враховано пошкоджуваності зовнішнього корпусу ЦВТ, шляхом організації вибірок металу в місцях появи тріщин. Розміри та глибини таких вибірок прийнято згідно даних візуального контролю металу литих корпусних деталей. В розрахунковій моделі корпусу ЦВТ змодельовані поздовжні вибірки розмірами  $120 \times 85 \times 25$  мм та  $100 \times 70 \times 20$  мм в зовнішньому корпусі ЦВТ.

Для проведення чисельного дослідження теплового стану корпусних елементів, було розраховано граничні умови I-IV роду на різних поверхнях теплообміну (аналогічно розділу 2). Так граничні умови I роду задавались по відомій температурі в характерних вузлах корпусу в початкові моменти пуску турбоустановки; II роду – задавалась відсутність теплового потоку для ізованих зовнішніх поверхонь зовнішнього корпусу; III роду – приймались закономірності теплообміну між паром та корпусними елементами проточної частини та кінцевих ущільнень; IV роду, що відповідали ідеальному контакту між розточками в корпусі та обоймами діафрагм на межі їх дотику при однакових температурах та теплових потоках.

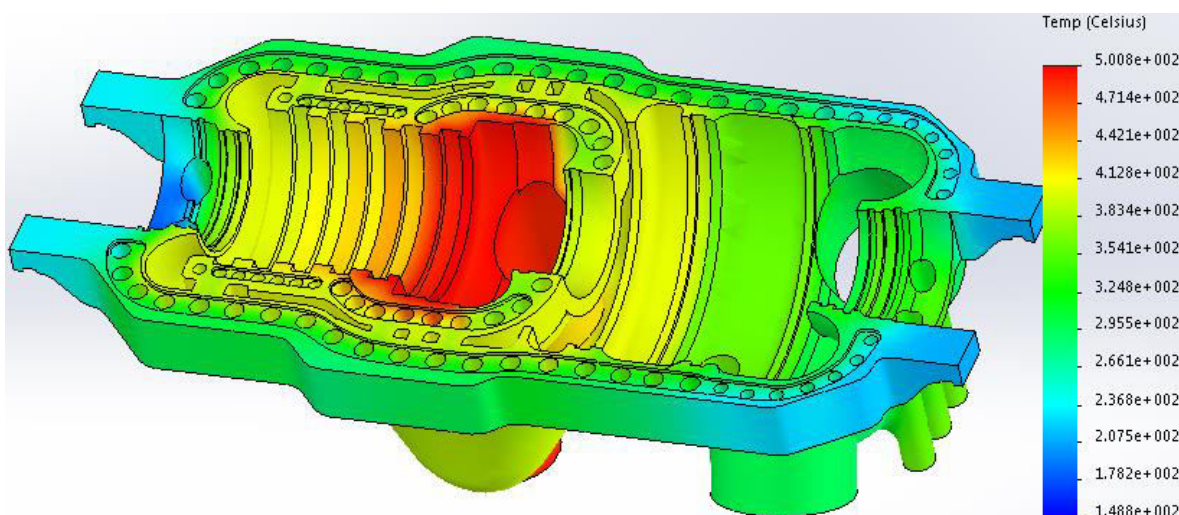
Тепловий стан корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС було розраховано для номінального режиму експлуатації та трьох варіантів пускових режимів (ГС, НС, ХС) за технологією пуску, яка використовується на Слов'янській ТЕС.

Тепловий стан корпусу ЦВТ при наборі навантаження турбоагрегату 120 МВт (момент часу 14400 с) та при виході на номінальний режим експлуатації представлені на рис 3.2.

Організація обігріву фланцевого з'єднання по обнизці значно прискорює темпи пуску, оскільки дозволяє зменшити нерівномірність прогріву основного металу. В свою чергу, більш рівномірний прогрів дозволяє отримати значення градієнтів температур на досить низькому рівні (рис. 3.3).



**а) тепловий стан в момент часу 14400 с при пуску з НС**

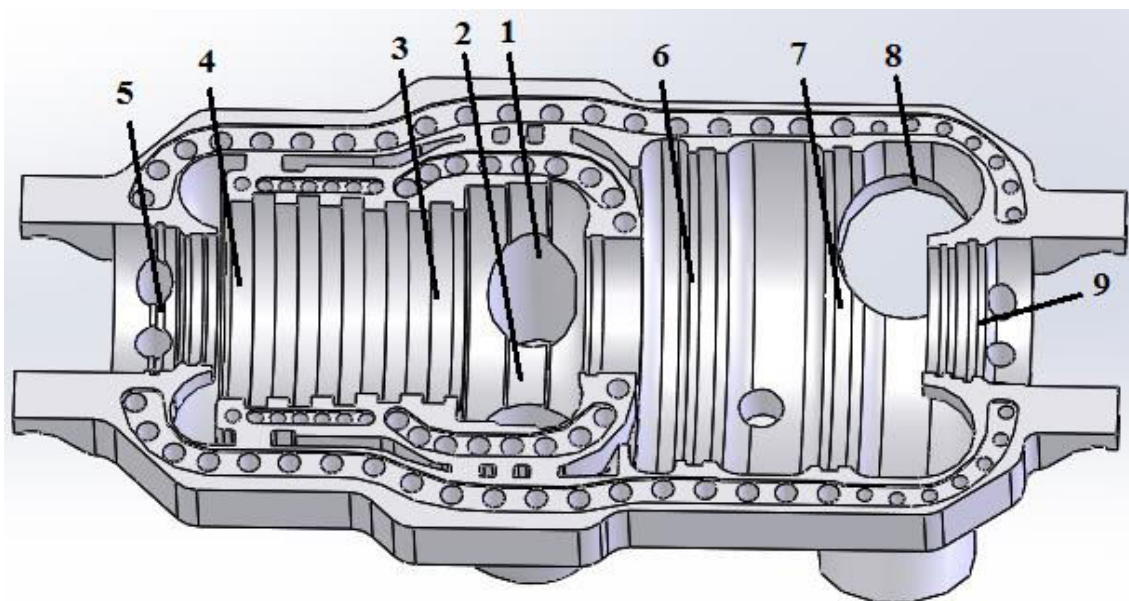


**б) тепловий стан на номінальному режимі експлуатації**

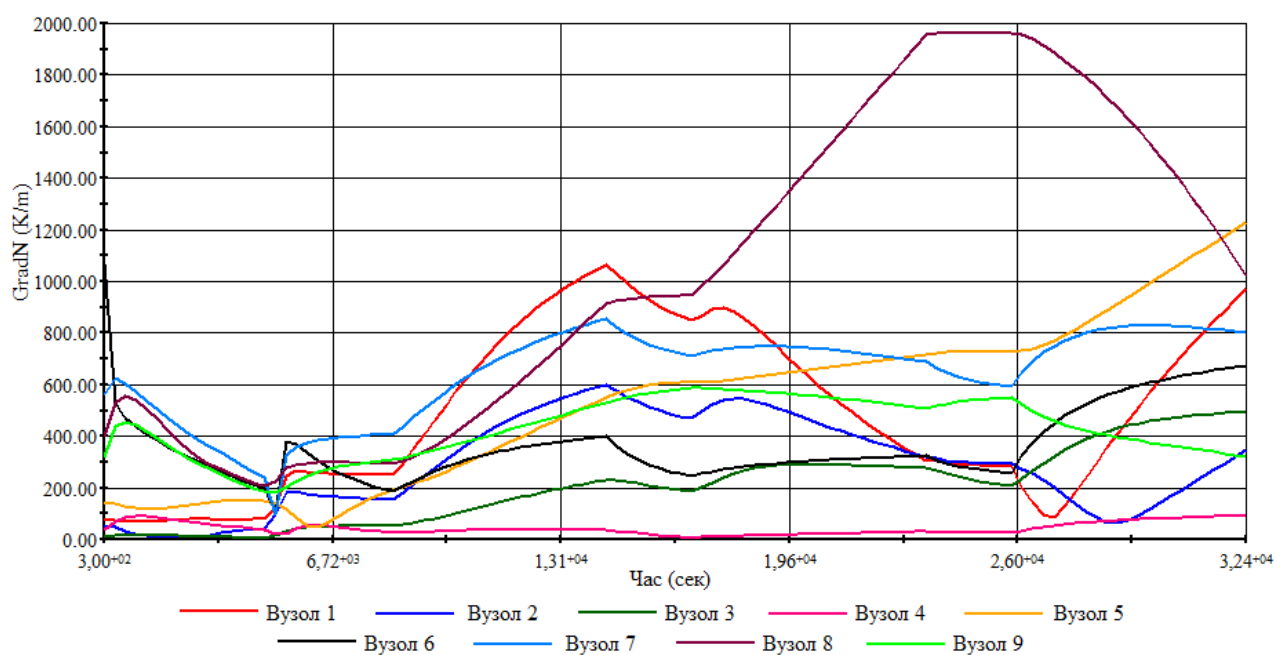
**Рис. 3.2. Тепловий стан корпусу ЦВТ при наборі навантаження 120 МВт (б) та на номінальному режимі роботи (в)**

В усіх досліджуваних вузлах (рис 3.3 а) значення градієнтів температур не перевищують  $1100\text{ }^{\circ}\text{K/м}$ . Лише у вузлі 9, який відповідає області першої обойми задніх кінцевих ущільнень, спостерігається не довготривале збільшення градієнту температур до  $1960\text{ }^{\circ}\text{K/м}$ , що поступово зменшується з виходом турбоагрегату на стаціонарний режим роботи. Таке збільшення пояснюється різницею температур пару, що подається до ущільнень та робочого пару, що рухається до вихлопних патрубків. З наближенням завершення пускового терміну збільшується початкова температура пари, тим самим збільшується і температура пари на виході з ЦВТ, в результаті чого

зменшується різниця температур пари в ущільненнях та біля вихлопу і значення градієнту температур у вузлі 9 зменшується до  $988\text{ }^{\circ}\text{K/m}$ .



**а) характерні вузли корпусу ЦВТ**



**б) зміна градієнтів температур**

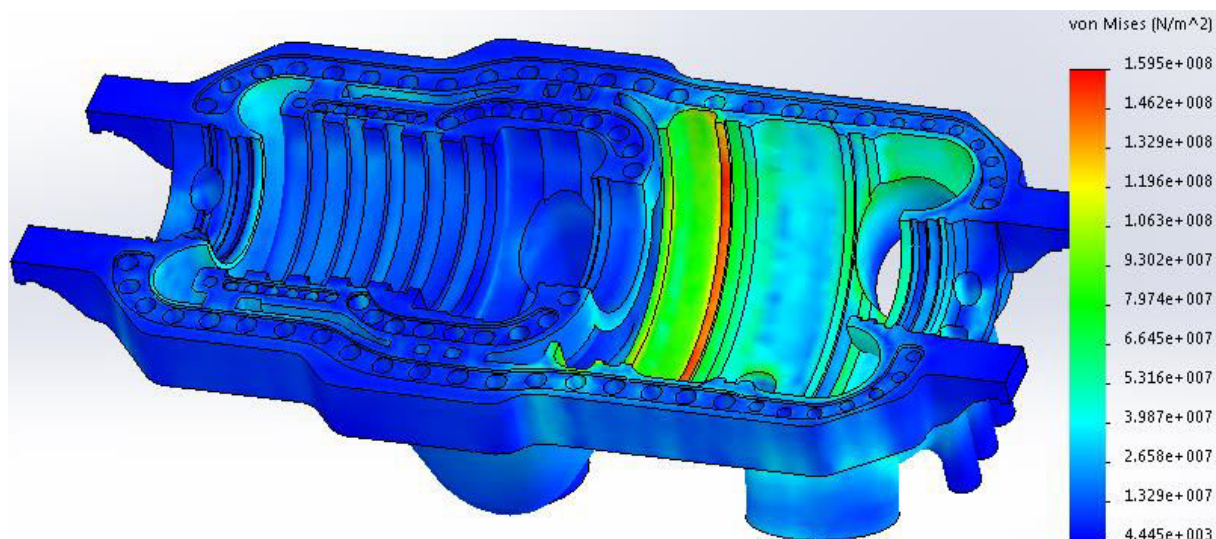
**Рис. 3.3. Значення градієнтів температур у характерних вузлах (а) корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 при пуску з неостиглого стану (б)**

Динаміка зміни градієнтів температур дозволяє отримати інформацію, щодо тих моментів часу, в які вплив температурних напружень на НДС

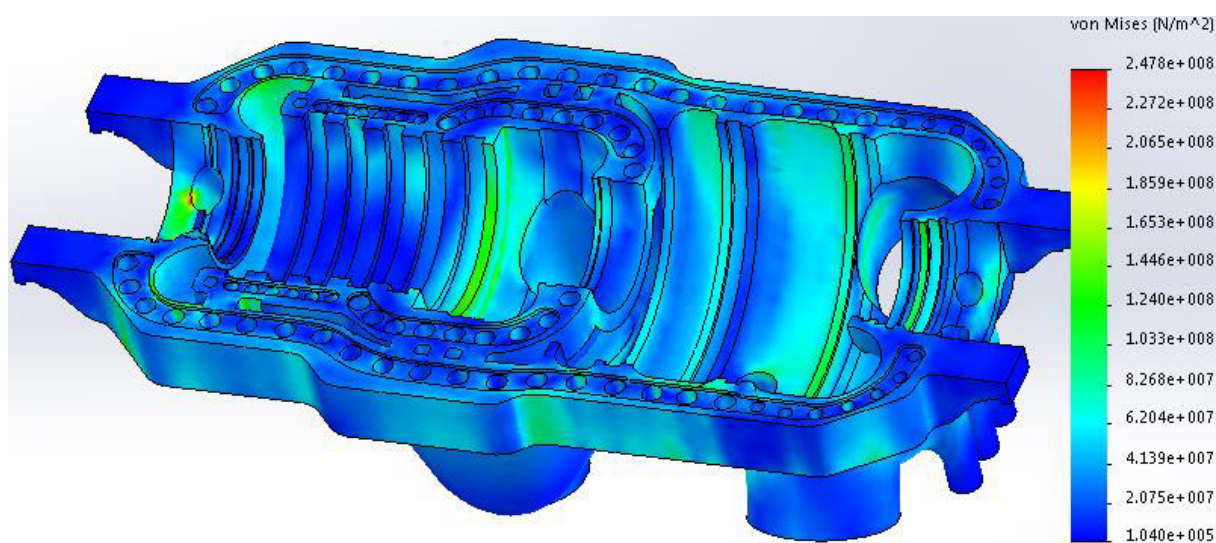


корпусних елементів буде найбільшим. Так, при пуску з неостиглого стану такими моментами часу є 300 с, 5400 с, 14400 с, 17400 с, 26100 с та 32400 с.

В початкові моменти часу найбільші значення інтенсивностей напружень виникають в зоні розточки під першу обойму діафрагм зовнішнього корпусу ( $\sigma_i = 159,5$  МПа), поступово ці напруження зменшуються та складають  $\sigma_i = 67,1$  МПа на номінальному режимі. При наборі турбоагрегатом навантаження у 120 МВт найбільш напруженими зонами є передні та задні кінцеві ущільнення, місця кріплень першої ступені тиску та область зовнішнього корпусу в якій основний потік пару зазнає розвороту (рис. 3.4).



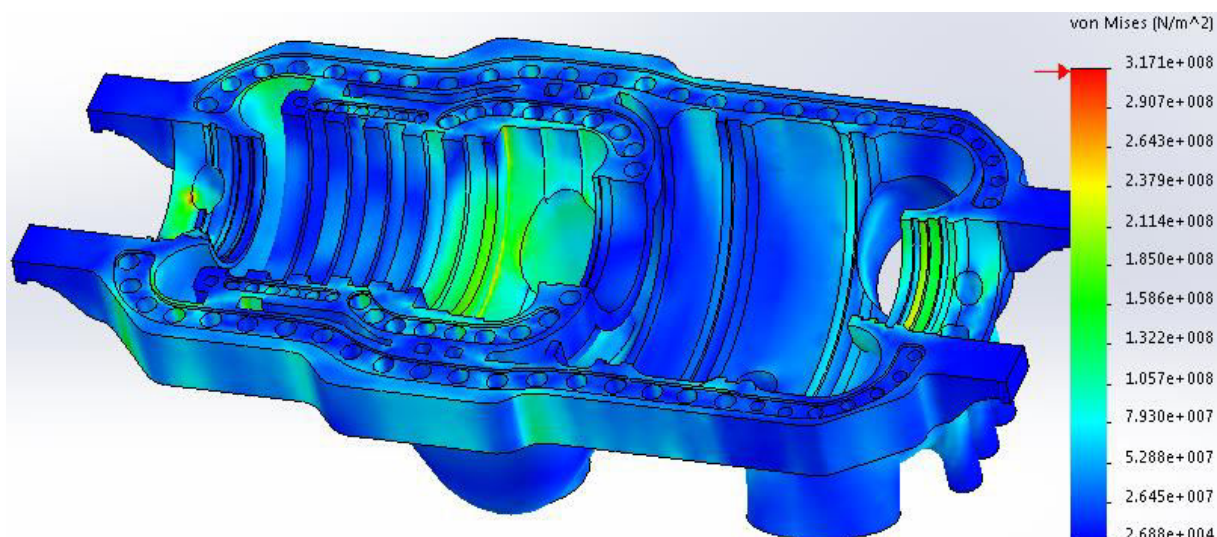
а) НДС корпусних елементів в момент часу 300 с



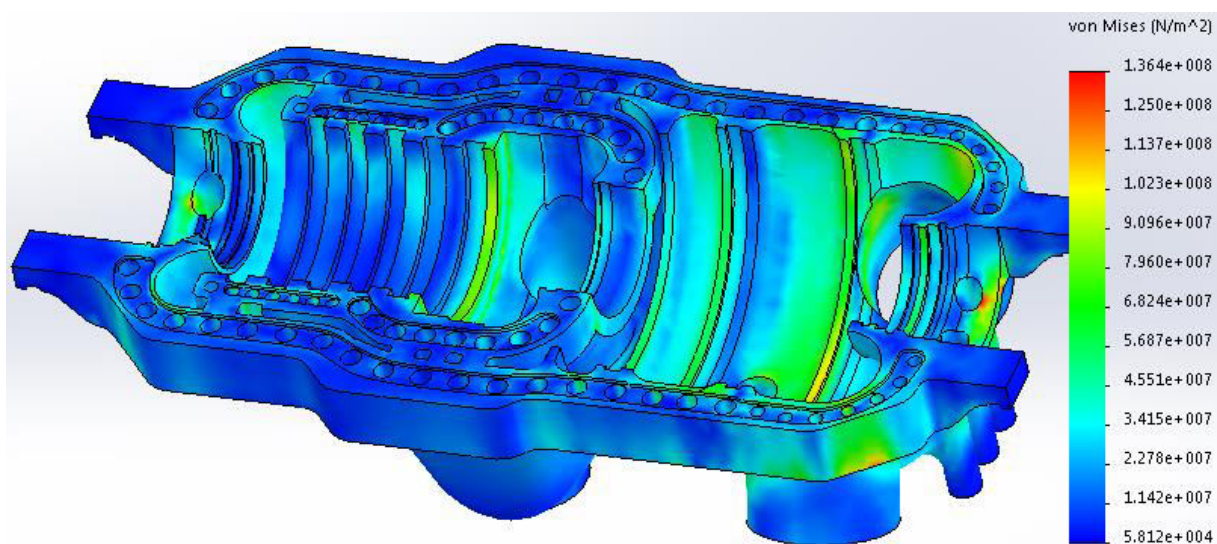
б) НДС корпусних елементів в момент часу 14400 с

Рис. 3.4. НДС корпусу ЦВТ при пуску з неостиглого стану

Найбільш напруженим моментом часу при пуску з НС є початок навантаження турбоагрегату до потужності 800 МВт після витримки на потужності 360 МВт (рис. 3.5 а). Значення інтенсивностей напружень сягають найвищих значень в області передніх кінцевих ущільнень ( $\sigma_i = 317,1$  МПа), однак з завершенням терміну пуску інтенсивність напружень складає  $\sigma_i = 110,7$  МПа для цієї зони (рис 3.5 б).



а) НДС корпусних елементів в момент часу 26100 с

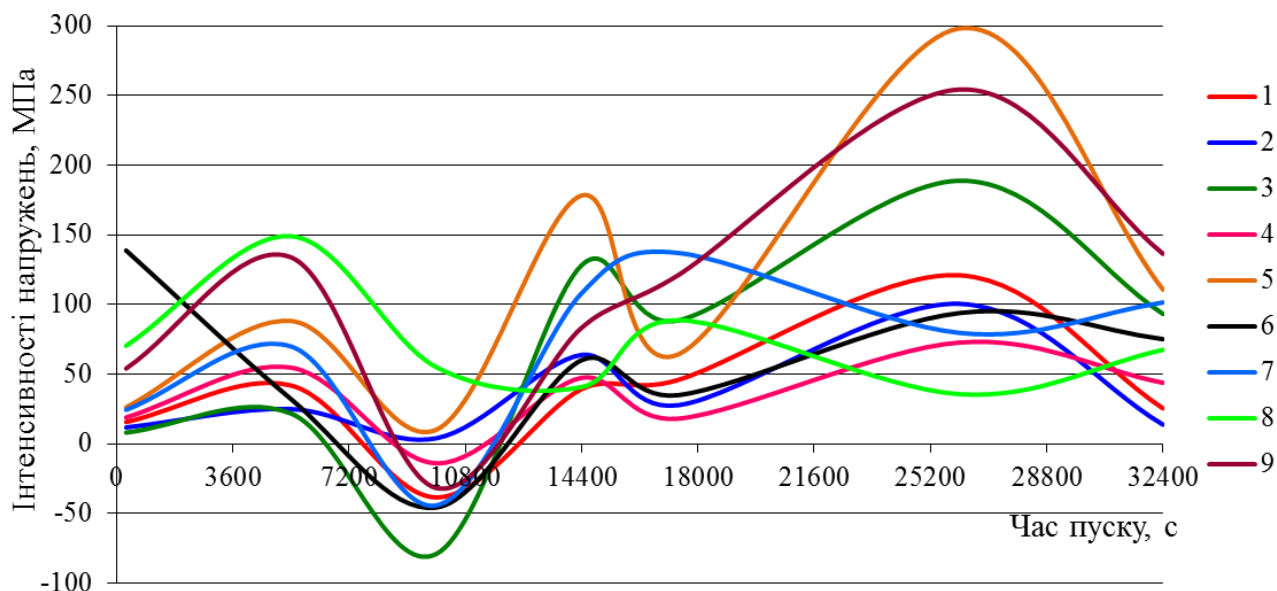


б) НДС корпусних елементів на номінальному режимі експлуатації

Рис. 3.5. НДС корпусу ЦВТ при пуску з неостиглого стану

Динаміка зміни інтенсивностей умовних пружних напруженостей при пуску з неостиглого стану металу для характерних вузлів (рис 3.3 а) корпусних елементів парової турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС представлена

на рис. 3.6. Оцінка значень інтенсивності умовних пружних напружень дозволяє встановити рівень амплітуди інтенсивності напружень та перейти до розрахунку на малоциклову втомлюваність для найбільш навантажених вузлів.



**Рис. 3.6. Зміна інтенсивності напружень у часі при пуску з НС**

### **3.2. Малоциклова втомлюваність та залишковий ресурс корпусних елементів турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС**

Розрахунок на малоциклову втомлюваність було виконано для характерних режимів пуску Слов'янської ТЕС. Аналіз даних щодо напружено-деформованого стану корпусних елементів при пуску з НС та аналогічних даних отриманих для пуску з ГС та ХС дозволили виділити найбільш напружені області корпусу ЦВТ: вузли 3, 5, 6, 7, 9 (рис 3.3 а), які відносяться до зони кріплень першої нерегульованої ступені тиску, передніх кінцевих ущільнень, розточок під першу та другу обойму діафрагм зовнішнього корпусу і задніх кінцевих ущільнень відповідно.

Значення амплітуди інтенсивності умовних напружень, показників міцності в залежності від максимальної температури в досліджуваній області та приведеної до симетричного циклу навантаження амплітуди інтенсивності деформацій були розраховані за формулами (2.18-2.22) та представлені в табл. 3.1-3.3.



Таблиця 3.1

## Розрахункова оцінка малоциклової втомлюваності при пуску з НС

	$\sigma_a$ , МПа	$t_{\text{ном}}$ , °C	E, ГПа	r	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\varepsilon_{a.\text{пр.}}$ , %
Вузол 3	134,1	501	174,9	-0,219	332,8	282,9	183,1	0,1141
Вузол 5	144,2	422	182,8	0,034	403,2	342,7	179,5	0,1435
Вузол 6	92,3	426	182,4	-0,330	401,6	341,4	239,0	0,0911
Вузол 7	90,7	382	186,8	-0,313	422,4	359,0	248,5	0,0919
Вузол 9	143,1	375	187,5	-0,125	426,5	362,5	218,2	0,1308

Таблиця 3.2

## Розрахункова оцінка малоциклової втомлюваності при пуску з ХС

	$\sigma_a$ , МПа	$t_{\text{ном}}$ , °C	E, ГПа	r	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\varepsilon_{a.\text{пр.}}$ , %
Вузол 3	186,9	501	174,9	-0,357	332,8	282,9	183,1	0,1308
Вузол 5	168,7	422	182,8	0,048	403,2	342,7	179,5	0,1561
Вузол 6	119	426	182,4	-0,322	401,6	341,4	239,0	0,1041
Вузол 7	107,3	382	186,8	-0,349	422,4	359,0	248,5	0,0967
Вузол 9	147,1	375	187,5	-0,074	426,5	362,5	218,2	0,1367

Таблиця 3.3

## Розрахункова оцінка малоциклової втомлюваності при пуску з ГС

	$\sigma_a$ , МПа	$t_{\text{ном}}$ , °C	E, ГПа	r	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\varepsilon_{a.\text{пр.}}$ , %
Вузол 3	158,5	501	174,9	-0,283	332,8	282,9	183,1	0,1218
Вузол 5	159,9	422	182,8	0,042	403,2	342,7	179,5	0,1515
Вузол 6	101	426	182,4	-0,122	401,6	341,4	239,0	0,111
Вузол 7	92,5	382	186,8	-0,194	422,4	359,0	248,5	0,1021
Вузол 9	161	375	187,5	-0,15	426,5	362,5	218,2	0,1369

За значеннями приведеної до симетричного циклу навантаження амплітуди інтенсивності деформації та за допомогою експериментальних кривих малоциклової втомлюваності для сталей 15X1M1Ф і 15X11МФБ [56] визначено допустиме число циклів навантаження до появи втомної тріщини (формула 2.17). Коефіцієнти запасу по числу циклів та по деформації прийняті

відповідно  $n_N = 5$ ,  $n_\epsilon = 1,5$  згідно [56]. Результати розрахунків представлено в табл. 3.4 та 3.5.

Таблиця 3.4

## Допустиме число циклів пуску з різних теплових станів металу ЦВТ

	Пуск з ХС	Пуск з НС	Пуск з ГС
Допустиме число циклів $N_1=f(\epsilon_{a\text{ пр}})/n_N$	3640	5600	4420
Допустиме число циклів $N_2=f(\epsilon_{a\text{ пр}} \cdot n_\epsilon)$	5020	8660	5180

Таблиця 3.5

## Розрахункова оцінка МЦВ при пуску з різних теплових станів ЦВТ

Тип пуску турбіни	Температура по товщині корпусу $t_{\max}, ^\circ\text{C}$	Інтенсивність напружень, $\sigma_i, \text{МПа}$	Приведена деформація, $\epsilon_{a\text{ пр}}, \%$	Допустиме число пусків, $N_d$
				$n_N = 5, n_\epsilon = 1,5$
ГС	501	333,8	0,1218	4420
НС	501	298,3	0,1141	5600
ХС	501	354,4	0,1308	3640

За даними Слов'янської ТЕС, станом на 01.08.2008, число пусків з гарячого стану металу складає 125, з неостиглого стану – 250 та з холодного стану – 38. Оскільки точне число пусків на сьогоднішній день не відоме, то за умови продовження експлуатації енергоблоку в базовому режимі, число пусків з ГС можна прийняти на рівні 151, з НС – 303, з ХС – 46.

Результати розрахунку залишкового ресурсу корпусних елементів ЦВТ турбіни К-800-240-2 наведені в табл. 3.6. Пошкоджувальність накопичена за механізмом малоциклової втомлюваності становить 10,1 %, що є задовільним значенням при експлуатації турбоустановки в базовій частині графіка навантажень. Статична пошкоджувальність, визначена за кривими довготривалої міцності [34] складає 66,3 %. Таким чином ресурс основного металу вичерпаний на 76,4 % та становить 90083 год. Запаси короточасної статичної міцності корпусу ніде не виходять за межі допустимих ( $n'_T, n''_T \geq 1,6$ ), що дозволяє подальшу експлуатацію. При розрахунку циклічної пошкоджувальності за спрощеною формулою в запас, отримано значення сумарної



пошкоджуваності 80,1 %, що встановлює залишковий ресурс корпусних елементів на рівні 72693 год, як найбільш консервативний прогноз.

Таблиця 3.6

**Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу корпусу ЦВТ ст. № 7 Слов'янської ТЕС**

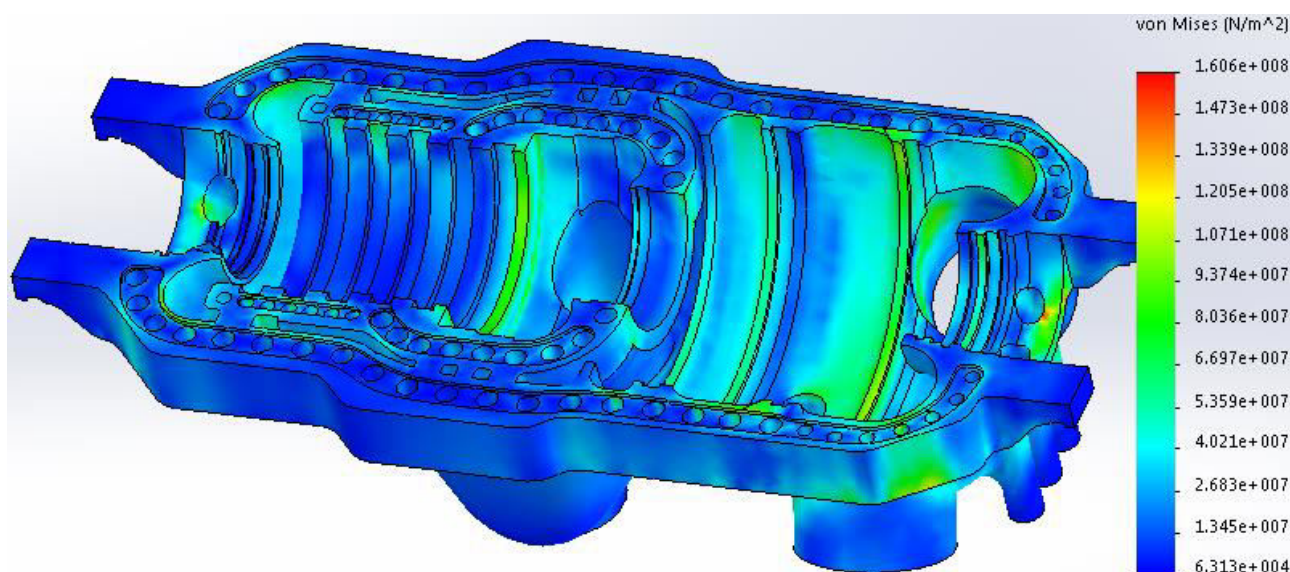
№	Найменування	Формула	Значення
1	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	501
2	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{imax}}, \text{МПа}$	136,4
3	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	314
4	Запас міцності $\sigma_{\text{imax}}$	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{imax}}$	2,3
5	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{HC}} = 303$	5600
		$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{XC}} = 46$	3640
		$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ГC}} = 151$	4420
6	Циклічна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{pl}]$	0,101
7	Статична пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ст}}] = \sum t_i / [t_{pl}]$	0,663
8	Сумарна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{сум}}] = [\Pi_{\text{ц}}] + [\Pi_{\text{ст}}]$	0,764
9	Поточне напрацювання	$T, \text{год}$	291811
10	Середнє число годин роботи в рік	$T_{\text{річ}} = T/z$	6485
11	Залишкове напрацювання в роках	$G = 1 - [\Pi'] / [\Pi_p']$ , років	14
12	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	90083
13	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	500
14	Циклічна пошкоджуваність (спрощена формула)	$[\Pi_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} = \sum n_{\text{заг}} / [N_{\text{min}}]$	0,137
15	Сумарна пошкоджуваність (спрощена формула)	$[\Pi_{\text{сум}}]_{\text{спрощ.}} = [\Pi_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} + [\Pi_{\text{ст}}]$	0,801
16	Індивідуальний залишковий ресурс (спрощена формула)	$T'_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	72693

### 3.3. Оцінка впливу зусиль, що виникають у фланцевих з'єднаннях та управління залишковим ресурсом зміною зусиль затяжки шпильок

Напружено-деформований стан корпусних елементів, як зазначалось раніше, в основному формується сумісною дією напружень від перепадів температур, від тиску та зусиль реакцій опор. Однак для турбін на надкритичні параметри пари, для забезпечення парової щільності горизонтального роз'єму використовуються фланцеві з'єднання з закріпленням за допомогою шпильок. Зусилля, з якими затягуються шпильки при монтажних роботах та

підзатягуються впродовж планово-попереджувальних ремонтів досягають досить великих значень, а тому мають бути обов'язково врахованими при оцінці напружено-деформованого стану корпусних елементів.

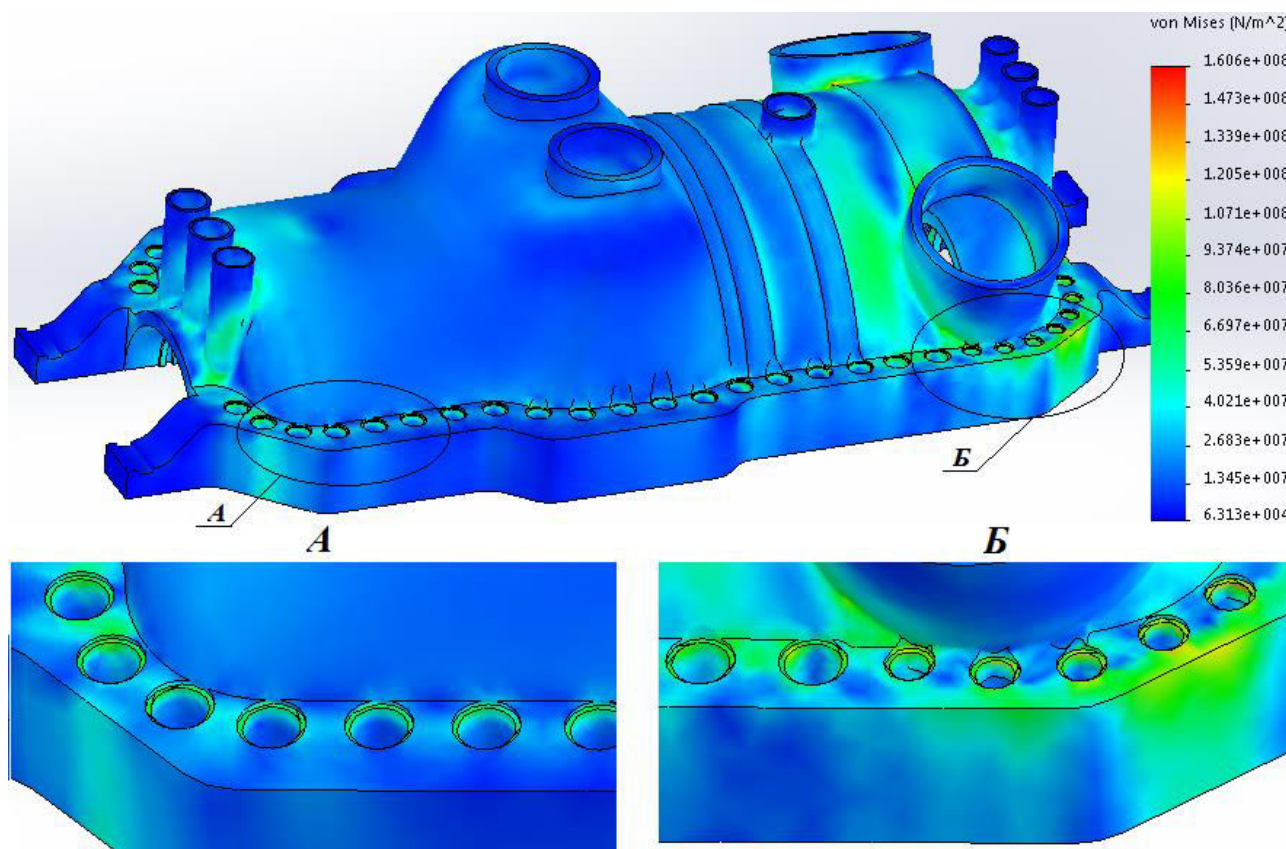
Для парових турбін АТ «ЛМЗ» з початковим тиском пари 23,6 МПа використовуються шпильки з легованої сталі 25Х2М1Ф. Поточне зусилля затягу кожної групи шпильок залежить від їхнього діаметру та складає близько  $Q_z = 3-4$  МН [129]. Напружено-деформований стан корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 на стаціонарному режимі експлуатації з врахуванням зусиль затягу усіх 42 груп шпильок представлено на рис. 3.6.



**Рис. 3.7. НДС корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 з врахуванням зусиль затягу шпильок на номінальному режимі експлуатації**

Врахування зусилля затягу шпильок спричинило збільшення максимальної інтенсивності напружень зі значення  $\sigma_i = 136,4$  МПа (рис. 3.5 б) до  $\sigma_i = 160,6$  МПа (на 17,7 %), при чому зоною максимальних напружень на стаціонарному режимі залишаються задні кінцеві ущільнення. Для решти областей проточної частини спостерігається незначне (2-4 %) збільшення місцевих напруженостей. Для зовнішньої поверхні корпусу (рис. 3.7) врахування зусиль затягу шпильок спричинило збільшення значень інтенсивностей напружень в областях прилягання вихлопних патрубків на

14-16 %, а також безпосередньо в самому фланцевому з'єднанні, через появу контактних напружень металу фланців з гайками шпильок (70-80 %).



**Рис. 3.8. НДС корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 (зовнішня поверхня) з врахуванням зусиль затягу шпильок на номінальному режимі експлуатації**

Збільшення максимальної інтенсивності напружень, спричинене зусиллями затягу шпильок, значно прискорить темпи накопичення статичної пошкоджуваності та руйнування основного металу корпусних елементів по механізму повзучості [51]. Тому можливість зменшити значення інтенсивності напружень, через зменшення впливу зусилля затягу шпильок при забезпеченні парової щільності, здатне покращити ресурсні показники корпусу і є задачею управління залишковим ресурсом.

Мінімально-необхідне зусилля затяжки групи шпильок для забезпечення парової щільності розраховується за формулою [130-132]:

$$Q_{min} = p \cdot d \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{1+3 \cdot c}{2 \cdot a - b} \quad (3.1)$$

де  $p$  – тиск пари в області досліджуваної групи шпильок;

$d$  – внутрішній діаметр посудини в зоні досліджуваної групи шпильок;

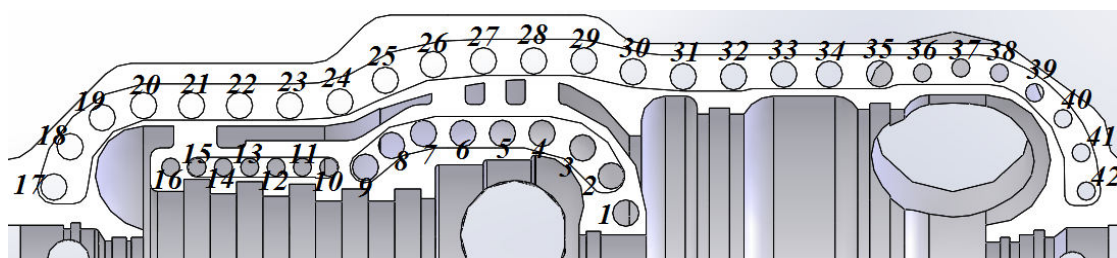
$l$  – середня відстань між сусідніми шпильками;

$a, b, c$  – геометричні параметри, що характеризують положення шпильки у фланці.

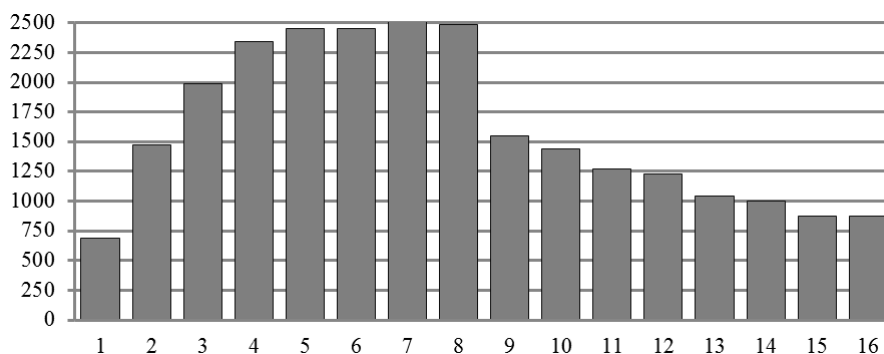
Через наявність релаксації напружень в шпильках, що складає 20-30 % від початкового зусилля затягу [132] та приймаючи коефіцієнт запасу для деталей такого типу  $n = 1,2$  [133], поточне зусилля затягу групи шпильок прийнято:

$$Q_z = 1,5 \cdot Q_{min} \quad (3.2)$$

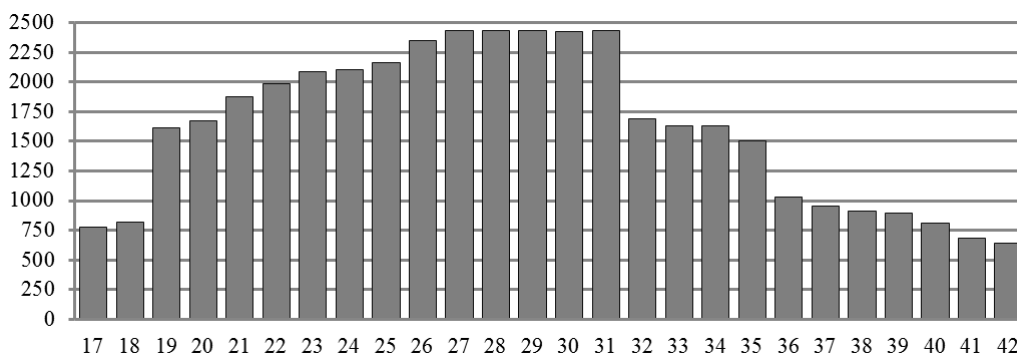
Розрахункові поточні зусилля затягу для кожної групи шпильок корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС представлено на рис. 3.8.



**а) нумерація груп шпильок корпусу ЦВТ;**



**б) поточні зусилля затяжки шпильок внутрішнього корпусу ЦВТ;**

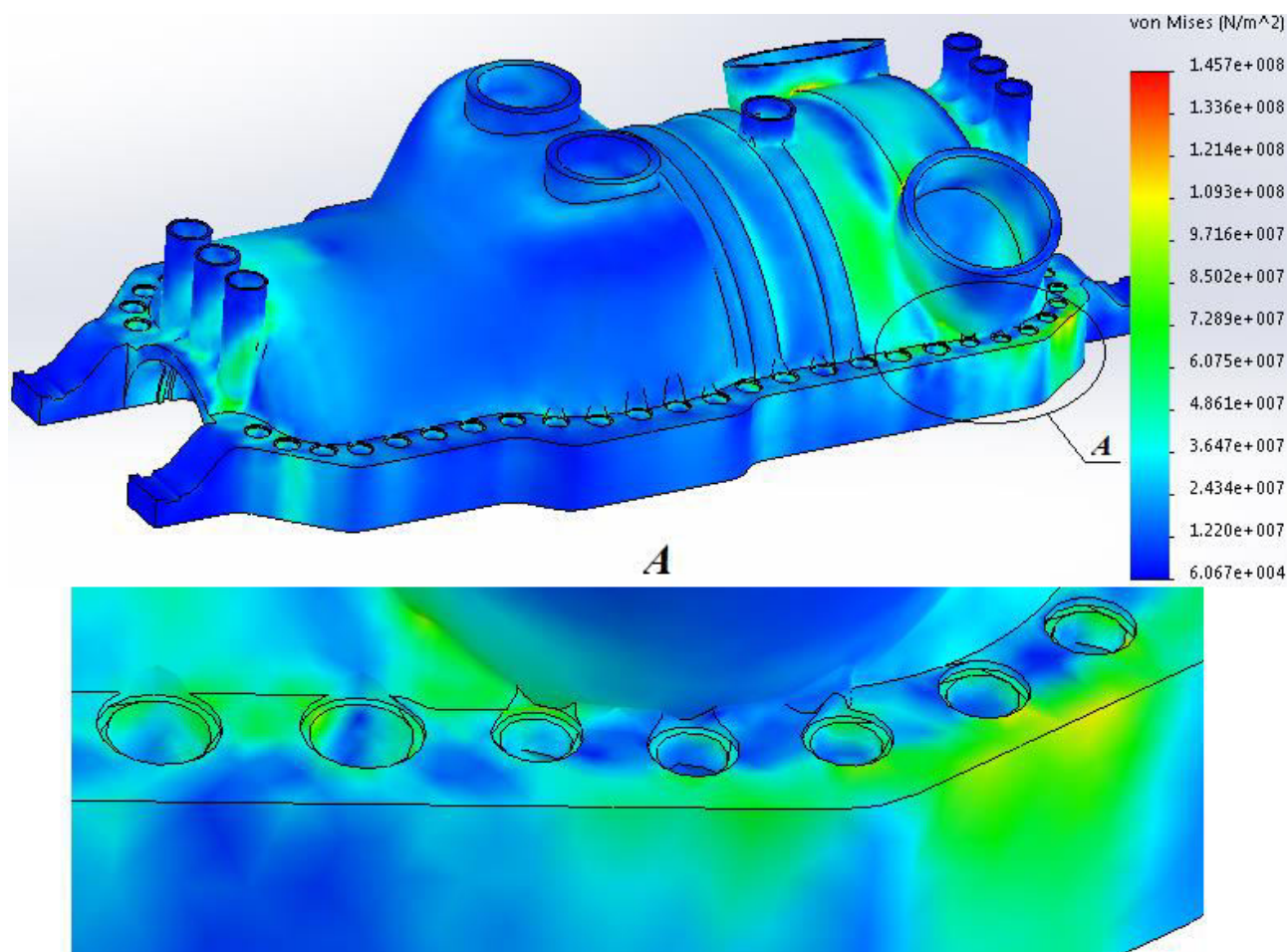


**в) поточні зусилля затяжки шпильок зовнішнього корпусу ЦВТ;**

**Рис. 3.9. Розрахункові поточні зусилля затяжки груп шпильок, [кН]**



Напружено-деформований стан корпусних елементів з врахуванням розрахункових поточних зусиль затяжки групи шпильок (рис. 3.8) при роботі на стаціонарному режимі експлуатації представлено на рис. 3.9. Максимальна інтенсивність напружень зменшилась на 9,3 % ( $\sigma_i = 145,7$  МПа), що матиме позитивний вплив на темпи накопичення пошкоджуваності металу корпусу ЦВТ. Також спостерігається зменшення загального рівню напружень фланцевого з'єднання на 8-11 % (рис. 3.9).



**Рис. 3.10. НДС корпусу ЦВТ з врахуванням розрахункових зусиль затягу шпильок на номінальному режимі експлуатації**

Зменшення зусиль, що виникають у фланцевому з'єднанні також матимуть вплив і на НДС корпусних елементів ЦВТ при пусках з різних теплових станів, а отже і на темпи накопичення циклічної пошкоджуваності.

Порівняння сумарної пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу корпусних елементів циліндру високого тиску ст. № 7

Слов'янської ТЕС при врахуванні реальних та розрахункових зусиль зтяжки шпильок наведено в табл. 3.7.

Таблиця 3.7

**Розрахункова оцінка залишкового напрацювання та ресурсу корпусу ЦВТ  
ст. № 7 Слов'янської ТЕС при врахуванні реальних та розрахункових  
поточних зусиль зтяжки шпильок фланцевого з'єднання**

№	Найменування	Формула	Реальні зусилля	Розрахункові
1	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	501	501
2	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{імах}}, \text{МПа}$	160,6	145,7
3	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	314	314
4	Запас міцності $\sigma_{\text{імах}}$	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{імах}}$	1,96	2,16
5	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{\text{pl}}] n_{\text{HC}}^{\text{ЦВТ}}=303$	5430	5500
		$[N_{\text{pl}}] n_{\text{XC}}^{\text{ЦВТ}}=46$	3570	3610
		$[N_{\text{pl}}] n_{\text{ГC}}^{\text{ЦВТ}}=151$	4340	4400
6	Циклічна пошкоджуваність	$[P_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{\text{pl}}]$	0,1035	0,1022
7	Статична пошкоджуваність	$[P_{\text{ст}}] = \sum t_i / [t_{\text{pl}}]$	0,7887	0,7116
8	Сумарна пошкоджуваність	$[P_{\text{сум}}] = [P_{\text{ц}}] + [P_{\text{ст}}]$	0,8922	0,8139
9	Поточне напрацювання	$T, \text{год}$	291811	291811
10	Середнє число годин роботи в рік	$\tau_{\text{год}} = T/z$	6485	6485
11	Залишкове напрацювання в роках	$G = 1 - [P'] / [P'_r], \text{років}$	5,4	10,3
12	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	35274	66730
13	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	500	500
14	Циклічна пошкоджуваність (спрощена формула)	$[P_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} = \sum n_{\text{заг}} / [N_{\text{min}}]$	0,14	0,139
15	Сумарна пошкоджуваність (спрощена формула)	$[P_{\text{сум}}]_{\text{спрощ.}} = [P_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} + [P_{\text{ст}}]$	0,929	0,85
16	Індивідуальний залишковий ресурс (спрощена формула)	$T'_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	22392	51400

Зменшення зусилля зтягу шпильок здатне значно зменшити рівень накопиченої статичної пошкоджуваності, однак обов'язковою є умова збереження парової щільності горизонтального роз'єму парової турбіни. Підтримка зусиль зтяжки на рівні  $Q_z = 3\text{-}4 \text{ МН}$  встановлює статичну

пошкоджуваність  $[P_{\text{ст}}] = 78,9 \%$ , при розрахункових зусиллях (рис. 3.8) статична пошкоджуваність складає  $[P_{\text{ст}}] = 71,2 \%$  (66,3 % без врахування зусиль). При цьому вплив на темпи накопичення циклічної пошкоджуваності є досить незначним 10,4 % проти 10,2 % при розрахункових зусиллях. Залишковий ресурс корпусних елементів ЦВТ турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС складає 35274 год при реальних зусиллях затяжки шпильок та 66730 год – при розрахункових значеннях зусиль (збільшився на 89 %). Тому зменшення поточного зусилля затяжки груп шпильок до значень, що в півтора рази перевищують мінімально необхідне зусилля для забезпечення парової щільності фланців є ефективним методом управління залишковим ресурсом старіючого обладнання, однак потребує проведення обов'язкового регулярного контролю парової щільності фланців, а також рівню релаксації напруженостей безпосередньо самих шпильок.

### **Висновки до розділу 3**

1. Числове дослідження теплового та напружено-деформованого стану корпусних елементів парових турбін проводиться у такій же послідовності, як і для роторів. Ключовою відмінністю розрахунку є обов'язкове представлення просторових аналогів корпусів у тривимірній постановці, через відсутність осесиметричної геометрії, наявність фланців горизонтального роз'єму, патрубків підводу або відбору пари та інших конструктивних ускладнень. Напружено-деформований стан корпусних елементів, як і для роторів, формується від сумісної дії температурних напружень, зусиль від тиску пари та реакції опор. Також, для забезпечення парової щільності верхньої та нижньої частини корпусу, виконується фланцеве з'єднання цих частин за допомогою шпильок. Стискуюче зусилля у фланцях несе вагомий вплив на напружено-деформований стан корпусних елементів турбіни.

2. Організація обігріву фланцевого з'єднання по обнизці значно прискорює темпи пуску, оскільки дозволяє зменшити нерівномірність прогріву основного металу. В свою чергу, більш рівномірний прогрів дозволяє отримати

значення градієнтів температур на досить низькому рівні. Так, в усіх досліджуваних вузлах значення градієнтів температур не перевищують  $1100\text{ }^{\circ}\text{K/м}$ . Лише в області, що відповідає зоні першої обійми задніх кінцевих ущільнень, спостерігається не довготривале збільшення градієнту температур до  $1960\text{ }^{\circ}\text{K/м}$ , що поступово зменшується з виходом турбоагрегату на стаціонарний режим роботи.

3. Для НДС корпусних елементів найбільш напруженими моментами часу при змінних режимах є набір турбоагрегатом потужності 120 та 360 МВт після відповідних витримок на більш низьких потужностях. На стаціонарному режимі значення інтенсивності напружень не перевищують  $\sigma_i = 136,4\text{ МПа}$ .

4. Оцінка малоциклової втомлюваності корпусних елементів дозволила встановити допустиме число пусків з різних теплових станів на досить високому рівні, як для енергоблоку, що працює в базовому режимі експлуатації. Розрахунковий ресурс основного металу корпусу ЦВТ вичерпаний на 76,4 % і складає 90083 год.

5. Врахування реального поточного зусилля затяжки шпильок вносить вагомі зміни до НДС корпусних елементів і збільшує максимальну інтенсивність напружень на 17,7 % в зоні задніх кінцевих ущільнень. Для решти областей проточної частини спостерігається незначне збільшення місцевих напруженостей. Для зовнішньої поверхні корпусу врахування зусиль затягу шпильок спричинило збільшення значень інтенсивностей напружень в областях прилягання вихлопних патрубків на 14-16 %, а також безпосередньо в самому фланцевому з'єднанні, через появу контактних напруженостей металу фланців з гайками шпильок (70-80 %).

6. Зменшення зусилля затягу шпильок здатне значно зменшити рівень накопиченої статичної пошкоджуваності, однак обов'язковою є умова збереження парової щільності горизонтального роз'єму парової турбіни. Підтримка зусиль затяжки на рівні  $Q_z = 3\text{-}4\text{ МН}$  встановлює статичну пошкоджуваність  $[\Pi_{ст}] = 78,9\text{ \%}$ , при розрахункових зусиллях статична пошкоджуваність складає  $[\Pi_{ст}] = 71,2\text{ \%}$  (66,3 % без врахування зусиль). При



цьому вплив на темпи накопичення циклічної пошкоджуваності є досить незначним 10,4 % проти 10,2 % при розрахункових зусиллях. Залишковий ресурс корпусних елементів ЦВТ турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС складає 35274 год при реальних зусиллях затяжки шпильок та 66730 год – при розрахункових значеннях зусиль (збільшився на 89 %). Тому зменшення поточного зусилля затяжки груп шпильок до значень, що в півтора рази перевищують мінімально необхідне зусилля для забезпечення парової щільності фланців є ефективним методом управління залишковим ресурсом старіючого обладнання, однак потребує проведення обов'язкового регулярного контролю парової щільності фланців, а також рівню релаксації напруженостей безпосередньо самих шпильок.

## РОЗДІЛ 4

КОНСТРУКТИВНІ ТА СХЕМНІ МЕТОДИ УПРАВЛІННЯ РЕСУРСОМ  
ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНІВ ПАРОВИХ ТУРБІН**4.1. Управління ресурсом парових турбін модернізацією схеми подачі  
пару до кінцевих ущільнень циліндрів високого та середнього тиску**

Питання забезпечення парової щільності циліндрів парових турбін має безпосередній вплив на техніко-економічні показники їхньої роботи, а також на надійність експлуатації в цілому. Дане питання вирішується обладнанням парових турбін кінцевими, проміжними, діафрагмовими, периферійними та осьовими ущільненнями.

Численні дослідження теплового та напружено-деформованого стану високотемпературних елементів парових турбін різної потужності та типів показали, що одними з найбільш напружених елементів, як на номінальному так і на змінному режимі експлуатації, є передні та задні кінцеві ущільнення циліндрів [134-139]. Тому кінцеві ущільнення парових турбін часто стають визначальними областями при продовженні терміну експлуатації, що найбільше обмежують ресурсні показники обладнання.

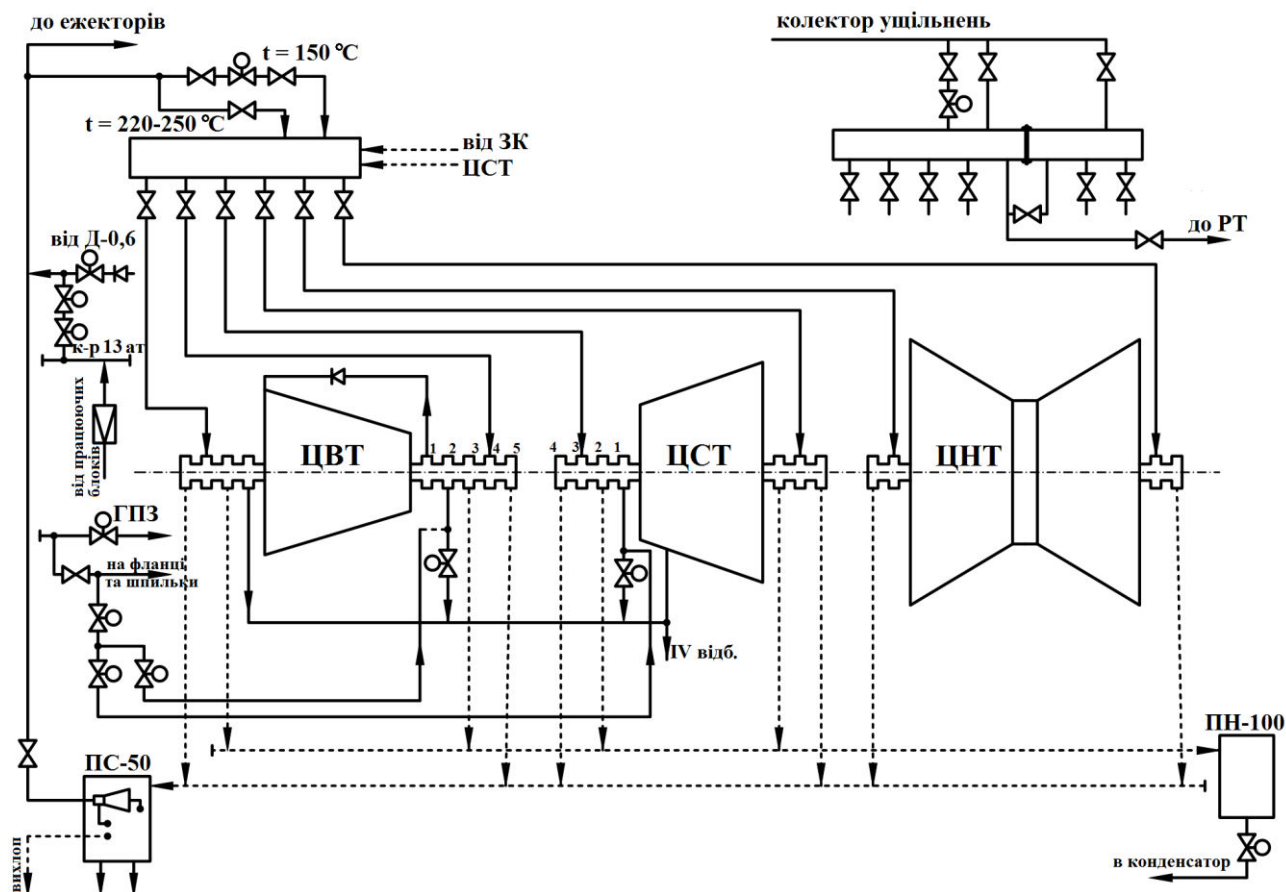
На більшості діючого турбінного обладнання ТЕС України для забезпечення щільності кінців валів, що виходять за межі циліндрів застосовуються кінцеві ущільнення лабіринтного типу. Високі значення інтенсивностей напружень в них пов'язані зі складною формою ущільнень, яка налічує велику кількість геометричних концентраторів напружень.

Вагомий внесок у збільшення значень інтенсивності напружень та загальне погіршення напружено-деформованого стану основних елементів парових турбін накладає відсутність чітких та обґрунтованих даних, щодо впливу температури пару, який подається до кінцевих ущільнень при різних типах пусків. В одних схемах пар подається з лінії холодного промперегріву  $t_{\text{пп}}^x = 220-250\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в інших – з гарячої лінії  $t_{\text{пп}}^r = 500-540\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Однак такі схеми несуть суттєвий вплив на динаміку прогріву основного металу парових турбін. Так, при пуску з гарячого стану, після нічного простою обладнання,

відбувається значне розхолодження більш гарячого металу і можливості швидкого пуску не реалізуються. Крім того, такий пуск супроводжуватиметься перевитратами палива.

Для забезпечення парової щільності на початкових етапах пуску турбін типу К-200-130 Курахівської ТЕС до кінцевих ущільнень подається пар із загально станційного колектору 13 ата, який живиться паром холодних ниток промперегріву працюючих енергоблоків  $t_{\text{III}}^x = 220-250\text{ }^{\circ}\text{C}$  (рис. 4.1). Пар подається відповідно до 4-ої та 3-ої камери передніх кінцевих ущільнень ЦВТ та ЦСТ. Резервним є пар від загального колектору ущільнень котло-турбінного цеху, куди він подається по перемичці від випару деаераторів 0,6 МПа кожного блоку. Через регулятор тиску, на кінцеві ущільнення турбіни, пар підводиться в колектор ущільнень, де підтримується тиск 0,015-0,02 МПа. Для підтримки температури пара на ущільненнях в межах 150-200  $^{\circ}\text{C}$  є перемичка від сполучної магістралі. З крайніх камер ущільнень пароповітряна суміш відсмоктується ежектором в вакуумний охолоджувач пару ПС-50. Робочим середовищем ежектора є пар, що надходить від випару деаератора з тиском 0,6 МПа. В охолоджувачі ПС-50 підтримується тиск 0,095-0,097 МПа. З проміжних камер ущільнень проходить відсмоктування пару в охолоджувач ПН-100. Крім цього, передбачено відвід пару з переднього ущільнення ЦВТ в другий відбір, а з камер переднього ущільнення ЦСТ – в четвертий відбір. На цих відсмоктувачах є засувки, які при нормальних режимах роботи знаходяться у відкритому положенні. Засувки закриваються тільки в тому випадку, коли подається пар на передні ущільнення ЦВТ і ЦСТ, для попередження підвищення недопустимої різниці температури металу між верхом і низом ЦВТ, ЦСТ і укорочення роторів ВТ і СТ.

При переході енергоблоку на нормальний режим експлуатації до 4-ої камери ЦВТ та 3-ої камери ЦСТ подається пар із власного деаератору 0,6 МПа ( $t = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).



**Рис. 4.1. Діюча схема живлення ущільнень парових турбін К-200-130**

### **Курахівської ТЕС**

Заводом-виготовлювачем рекомендується подавати до кінцевих ущільнень пар з температурою, близькою до температури основного металу  $t_y = t_m \pm 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Однак, при пуску турбінного обладнання з гарячого та неостиглого стану температура основного металу в області передніх кінцевих ущільнень ЦВТ та ЦСТ складає  $t_m = 240\text{--}410\text{ }^{\circ}\text{C}$  в залежності від тривалості простою енергоблоку. Подача ущільнюючого пару з температурою  $t_{\text{уп}}^x = 220\text{--}250\text{ }^{\circ}\text{C}$  призводить до розхолодження металу та провокує появу високих значень градієнтів температур в області ущільнень і, як наслідок, призводить до появи високих інтенсивностей напружень. Окрім цього частина ущільнюючого пару потрапляє з 1-ої камери ущільнень до проточної частини циліндру та призводить до інтенсивного розхолодження ротору і нижньої половини корпусу в зоні паровпуску з досягненням недопустимої різниці температури металу верх-низ корпусів.

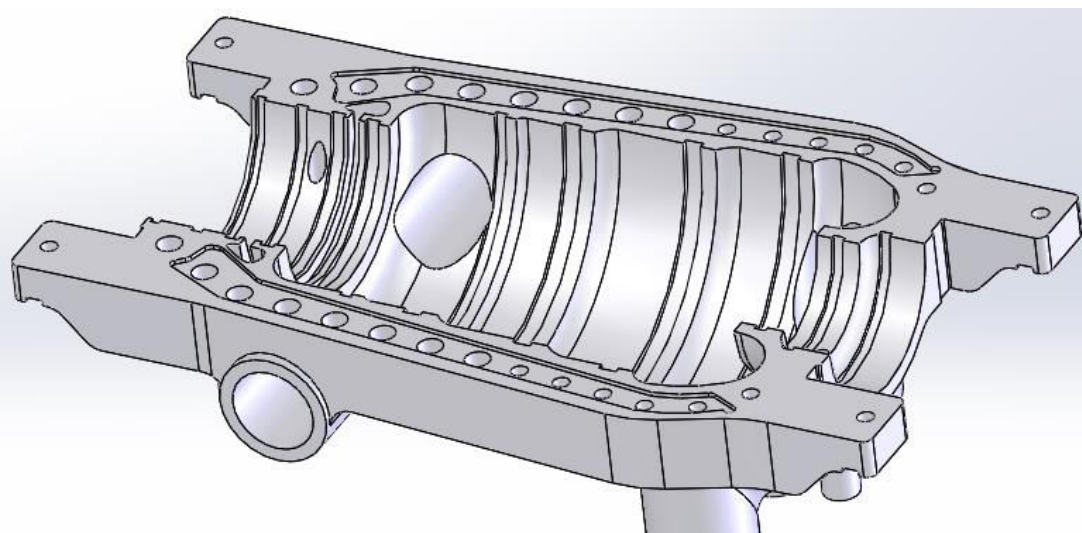
Заводом-виготовлювачем передбачено можливість подачі пари з гарячої лінії промперегріву  $t_{\text{пп}}^{\text{г}} = 490\text{-}500\text{ }^{\circ}\text{C}$  в 2-гу та 1-шу камери ущільнень ЦВТ та ЦСТ відповідно, яка на ТЕС не реалізована. Така схема подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень здатна запобігти переохолодженню металу на початкових моментах пуску з гарячого та неостиглого станів, а також не допустити потрапляння холодного ущільнюючого пару до проточної частини.

Проведені раніше дослідження [62, 65, 69, 133] показали, що для турбін типу К-200-130 найбільш напруженими елементами, що обмежують ресурсні показники по допустимому числу пусків та годин експлуатації, є корпус циліндру високого тиску та ротор середнього тиску. Для вирішення задачі управління залишковим ресурсом діючих парових турбін, пропонується реалізація подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень ЦВТ та ЦСТ. Вплив такого схемного рішення на залишковий ресурс високотемпературних елементів турбіни наведено на прикладі корпусу ЦВТ та ротору СТ парової турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС ПАТ «ДТЕК Східенерго».

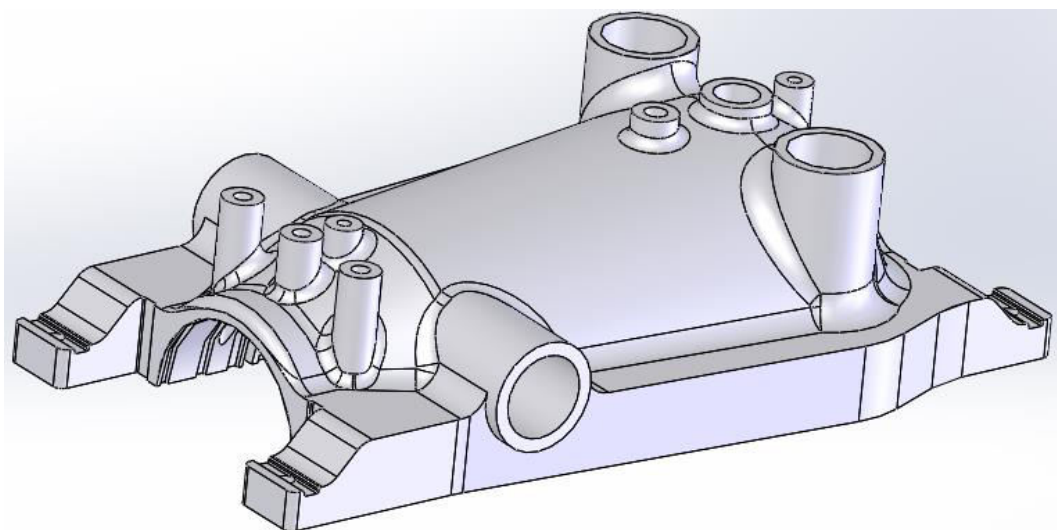
#### **4.2. Вплив подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень на залишковий ресурс корпусних елементів ЦВТ турбіни К-200-130-3**

Для дослідження впливу подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень на ресурсні показники корпусу ЦВТ було побудовано просторовий 3D-аналог досліджуваного об'єкту, згідно промислових креслень наданих Курахівською ТЕС. Геометрична модель (рис. 4.2) побудована з урахуванням складної внутрішньої геометрії з відповідними розточками під кріплення обойм діафрагм, обойм ущільнень, патрубків підводу та відбору пари, фланцями горизонтального роз'єму, отворами для встановлення шпильок та опорними лапами. Для фланців та шпильок організовано паровий обігрів по обнизці. Матеріал корпусу ЦВТ – легована хромо-молібденова сталь 15Х1М1ФЛ.

При вирішенні задачі нестационарної теплопровідності було розраховано розподіл температур в осьовому та радіальному напрямку для корпусу перед початком пуску з різних теплових станів металу.



а) вид зверху

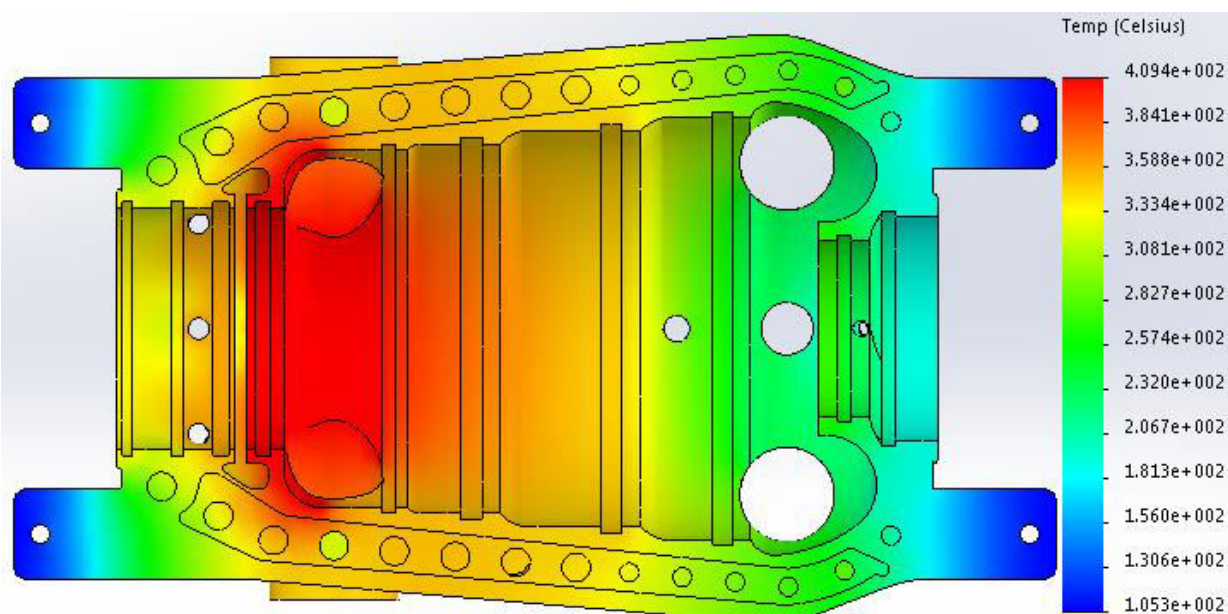


б) вид знизу

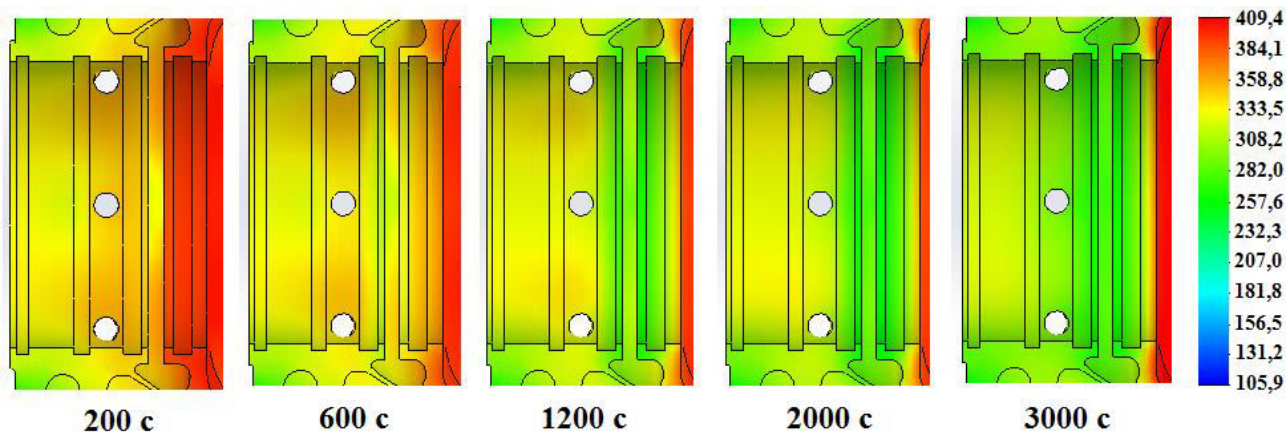
**Рис. 4.2. Просторовий аналог нижньої частини корпусу ЦВТ  
турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС**

Розподіл температур в корпусі ЦВТ після нічного простою турбінного обладнання на протязі 8 годин представлено на рис. 4.3. Температура основного металу в зоні паровпуску та першої камери ущільнень складає  $t_{\text{мет}} = 402-409\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Пуск турбіни з такого вихідного положення відповідатиме пуску з гарячого стану. За технологією пуску, що використовується на Курахівській ТЕС, тривалість пуску з ГС складає 113 хв. Подача пару з лінії холодного промперегріву діючих блоків  $t_{\text{пп}}^{\text{х}} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$  до кінцевих ущільнень спричиняє інтенсивне переохолодження основного металу, як в зоні 1-ої та 2-ої камер

ПКУ, так і переохолодження нижньої частини корпусу в порівнянні з верхньою (рис. 4.4). Такий температурний режим сприятиме підвищенню інтенсивності напружень і збільшить приведену амплітуду інтенсивності деформацій, що, в свою чергу, значно обмежить допустиме число циклів пуску з гарячого стану.



**Рис. 4.3. Тепловий стан корпусу ЦВТ після простою на протязі 8 год**

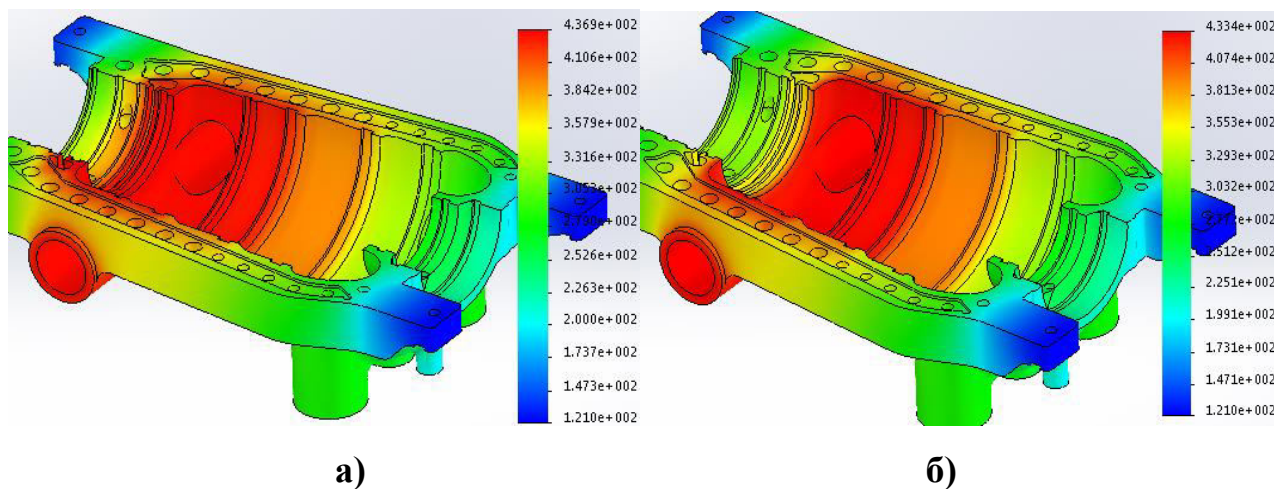


**Рис. 4.4. Динаміка зміни температури основного металу передніх кінцевих ущільнень ЦВТ при пуску з ГС, °С**

При подачі гарячого пару до кінцевих ущільнень спостерігається рівномірна зміна температури вздовж ущільнень та усього корпусу, що встановить значення градієнтів температур на меншому рівні. Так, в момент часу 4200 с при пуску з ГС (рис. 4.5) температура основного металу в області ПКУ рівномірно змінюється від 346 до 423 °С (при подачі холодного пару



$t_{\text{мет}} = 273\text{--}357\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) і різниця температур між 1-ою камерою ПКУ та зоною паровпуску  $\Delta t = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$  (при подачі холодного пару  $\Delta t = 76\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).



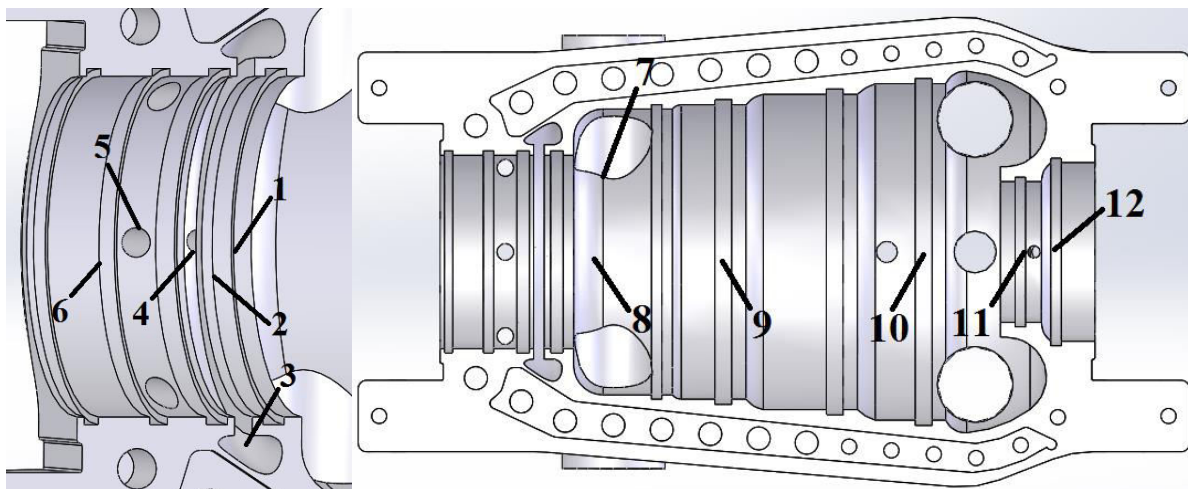
**Рис. 4.5. ТС корпусу ЦВТ при пуску з ГС в момент часу 4200 с: при подачі гарячого пару до ПКУ (а) та холодного (б)**

При оцінці градієнтів температур досліджувались 12 характерних вузлів нижньої частини корпусу ЦВТ (рис. 4.6). Значна різниця температур між першою камерою ПКУ та зоною паровпуску, через заохолодження ущільнень при подачі холодного пару призводить до збільшення градієнтів температур в усіх камерах (рис. 4.7 а). Найбільші градієнти температур виникають протягом першої години пуску з гарячого стану в області першої камери ПКУ (вузли 1, 2, 4 на рис. 4.6)  $\text{grad } t_{\text{м}} = 980\text{--}1240\text{ K/м}$ . Починаючи з моменту 3400 с градієнти температур значно зменшуються і наближаються з виходом на номінальний режим експлуатації до рівню в  $\text{grad } t_{\text{м}} = 207\text{--}711\text{ K/м}$ .

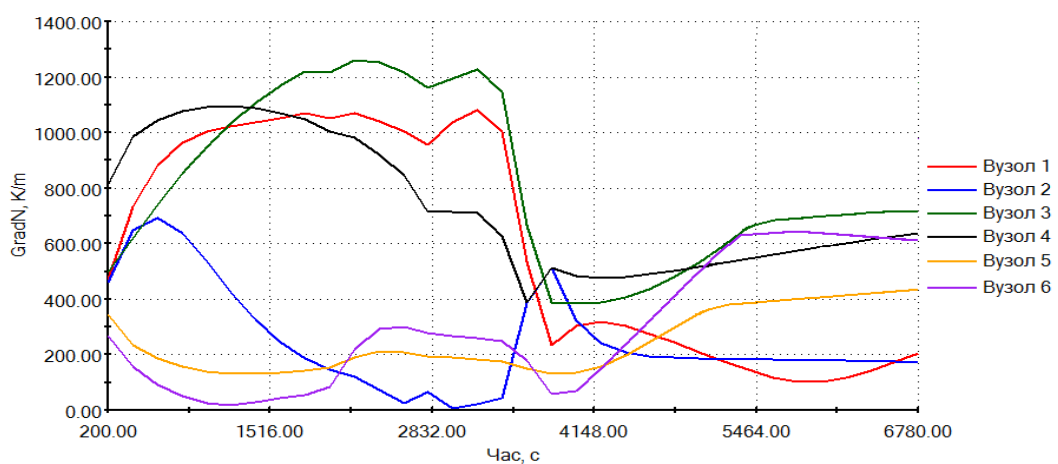
При подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень (рис. 4.7 б) спостерігається різке зменшення градієнтів температур в області розточки під першу обойму ущільнень (вузли 1, 2 на рис. 4.6), що перш за все пов'язано з відсутністю переохолодження металу та виконанням умови  $t_{\text{y}} = t_{\text{м}} \pm 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Високі значення градієнту температур у початкові моменти часу характерні лише для вузла 4, що відповідає зоні прилягання патрубку відсмоктування пари з першої камери ПКУ. Такі значення пояснюються нижчою температурою в даній області в початкові моменти пуску ніж в інших вузлах (рис. 4.3). Для



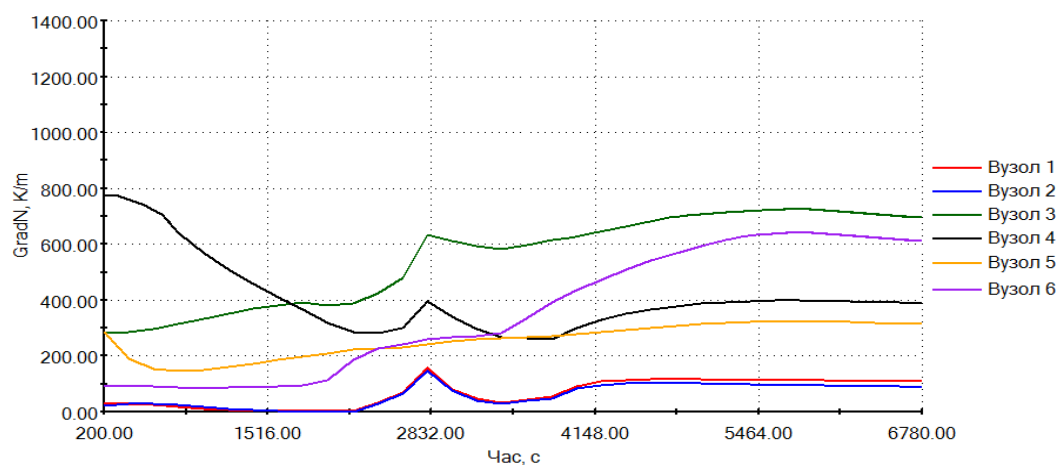
решти областей значення градієнтів температур складає  $\text{grad } t_m = 14\text{--}293 \text{ K/m}$ . З виходом на стаціонарний режим значення градієнтів температур для обох схем подачі пари до ПКУ встановлюються на приблизно однаковому рівні.



**Рис. 4.6. Характерні вузли корпусу ЦВТ**



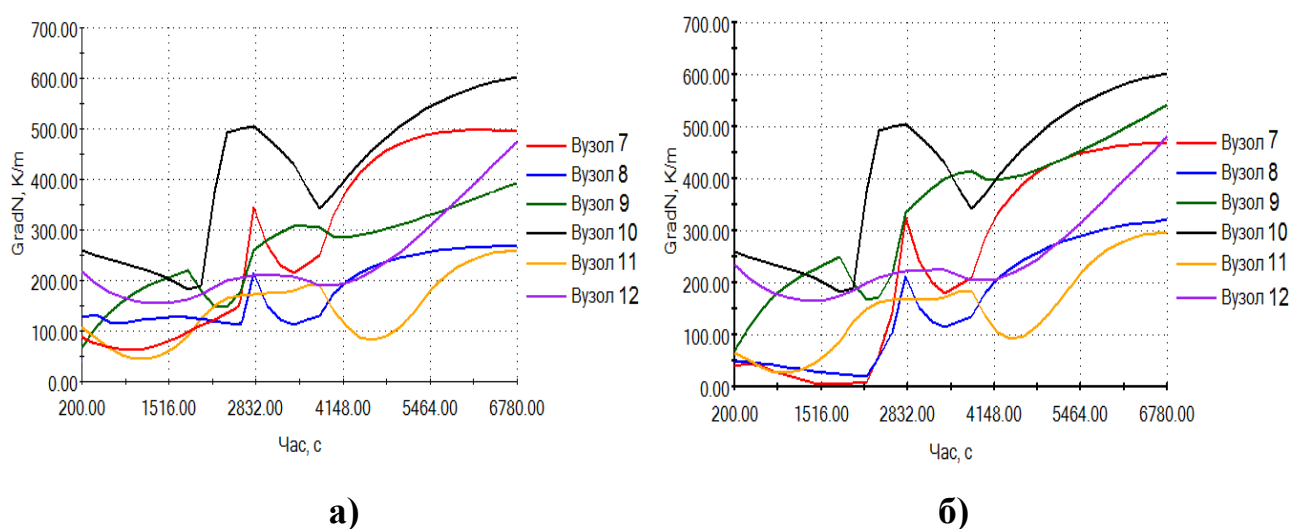
**а) при подачі холодного пару до ПКУ**



**б) при подачі гарячого пару до ПКУ**

**Рис. 4.7. Градієнти температур при пуску з ГС (область ПКУ ЦВТ)**

Рівень градієнтів температур в області проточної частини (вузли 7-10 на рис. 4.6) та задніх кінцевих ущільнень (вузли 11-12) суттєво не змінюється при застосуванні різних схем подачі пари до ПКУ (рис. 4.8). Лише для вузлів 7 та 8, які відповідають зоні паровпуску ЦВТ спостерігається збільшення градієнтів температур до рівня  $\text{grad } t_m = 51-92 \text{ K/m}$  в початкові моменти пуску при подачі холодного пару до ПКУ ( $\text{grad } t_m = 34-55 \text{ K/m}$  при подачі гарячого пару), що пов'язано з частковим протіканням ущільнюючого пару до проточної частини.



**Рис. 4.8. Градієнти температур при подачі холодного (а) та гарячого (б) пару протягом пуску з ГС (проточна частина та задні кінцеві ущільнення)**

Проведена оцінка теплового стану дозволяє перейти до чисельного моделювання напружено-деформованого стану корпусних елементів ЦВТ турбіни К-200-130-3 при застосуванні різних схем подачі пари до передніх кінцевих ущільнень. З аналізу градієнтів температур (рис. 4.7-4.8) можна встановити моменти часу протягом пуску з ГС, в які значення інтенсивностей напружень від температури досягатимуть найбільших значень: 400 с, 2000 с, 2800 с, 5200 с.

Напружено-деформований стан корпусу ЦВТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС розраховано з урахуванням температурних зусиль, напружень від тиску, реакцій опор та зусиль затягу шпильок у фланцевому з'єднанні. Зусилля затягу для усіх груп шпильок прийняті на номінальному рівні поточної затяжки  $Q_z$ , що характерні для ЦВТ.

В початкові моменти пуску з гарячого стану (400 с) найбільш навантаженими областями корпусу ЦВТ є області першої та другої камер передніх кінцевих ущільнень, зона паровпуску, а також область затяжки 3-ої та 4-ої групи шпильок (рис. 4.9). Максимальні інтенсивності напружень виникають в камері відсмоктування ущільнюючого пару між 2-ою та 3-ою обоймами ПКУ  $\sigma_i = 251,4$  МПа. При подачі гарячого пару (рис. 4.10) найбільші напруження в області ПКУ виникають в зоні розточки під першу обойму ущільнень і складають  $\sigma_i = 153,2$  МПа. Таким чином максимальна інтенсивність напружень в досліджуваній області на початкових етапах пуску зменшується на 39 %. НДС проточної частини для обох схем подачі пари до ПКУ суттєво не відрізняється. Максимальні напруження виникають в зоні паровпуску та області розточки під першу обойму діафрагми направляючих лопаток:  $\sigma_i = 93-196$  МПа при подачі холодного пару,  $\sigma_i = 98-199$  МПа – при гарячому.

Як зазначалося вище, в початкові моменти пуску з ГС найбільші інтенсивності напружень при подачі холодного пару (рис. 4.11 а) виникають в зоні 1-ої та 2-ої камери ущільнень, що є наслідком заохоложування металу в даній області і підтверджується значними градієнтами (рис. 4.7). При подачі гарячого пару заохоложування відсутнє і в цілому рівень напружень менше (рис. 4.11 б), однак значення інтенсивності напружень в області 3-ої камери ПКУ становлять  $\sigma_i = 103,3$  МПа, в той час, як при подачі холодного пару  $\sigma_i = 63,1$  МПа. Іншими словами, відбувається незначний тепловий удар гарячим паром по більш холодному металу 3-ої камери ПКУ в порівнянні з 1-ою камерою (рис. 4.3). Однак пізніше значення напружень в області 3-ої камери встановлюються на приблизно однаковому рівні для обох схем подачі пару.

Найбільш суттєві відмінності напружено-деформованого стану в області передніх кінцевих ущільнень ЦВТ турбіни К-200-130-3 при використанні різних схем подачі пари до ПКУ виникають під час пуску з гарячого стану в момент часу 2800 с (рис. 4.12). Максимальна інтенсивність напружень при подачі холодного пару виникає в зоні другої камери ПКУ і становить  $\sigma_i = 323,3$  МПа. При подачі гарячого пару найбільші напруження в

досліджуваній зоні виникають в області розточки під першу обойму ущільнень і складають  $\sigma_i = 141$  МПа, що на 56,4 % менше, ніж при використанні діючої схеми подачі ущільнюючого пару на ст. № 3 Курахівської ТЕС. Для областей проточної частини та задніх кінцевих ущільнень, рівень напружень відрізняється не більше ніж на 5 %.

На пізніших етапах пуску різниця максимальних інтенсивностей напружень для двох схем подачі ущільнюючого пару з кожним моментом часу зменшується.

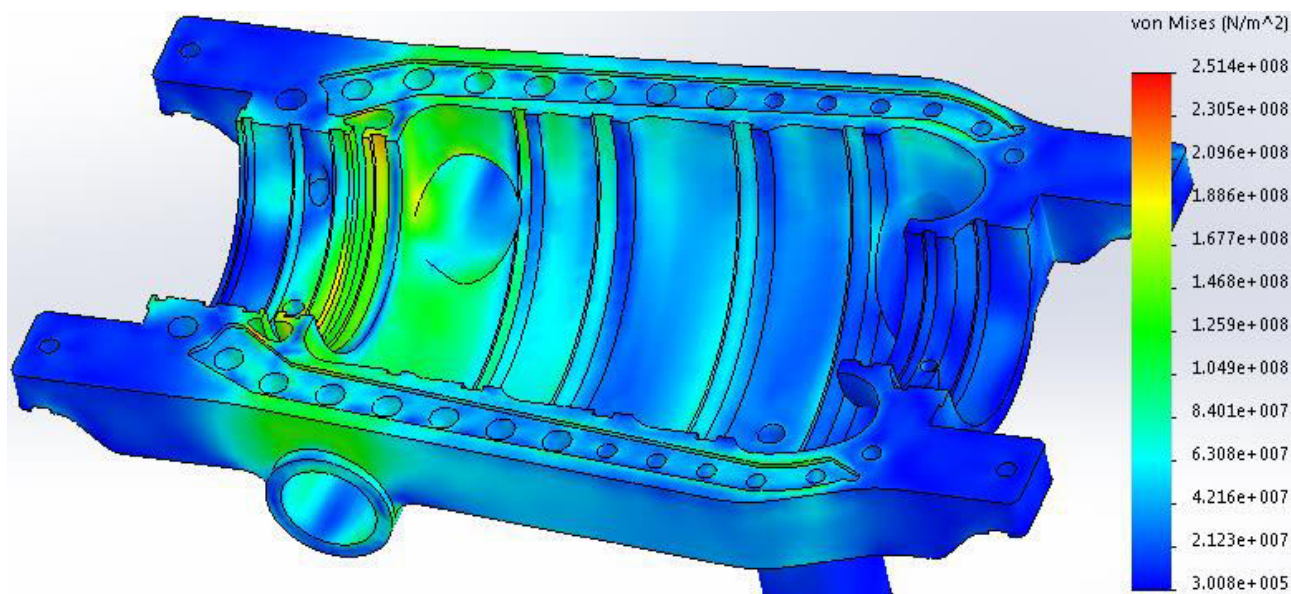


Рис. 4.9. НДС корпусу ЦВТ при подачі холодного пару до ПКУ ( $\tau = 400$  с)

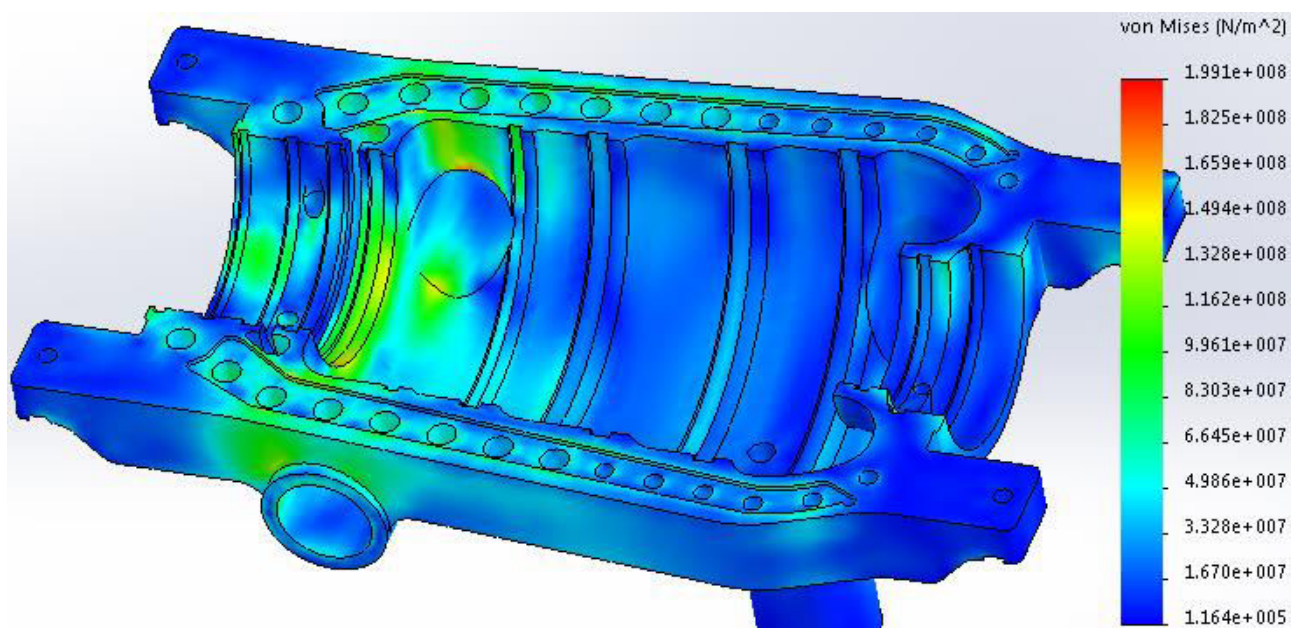
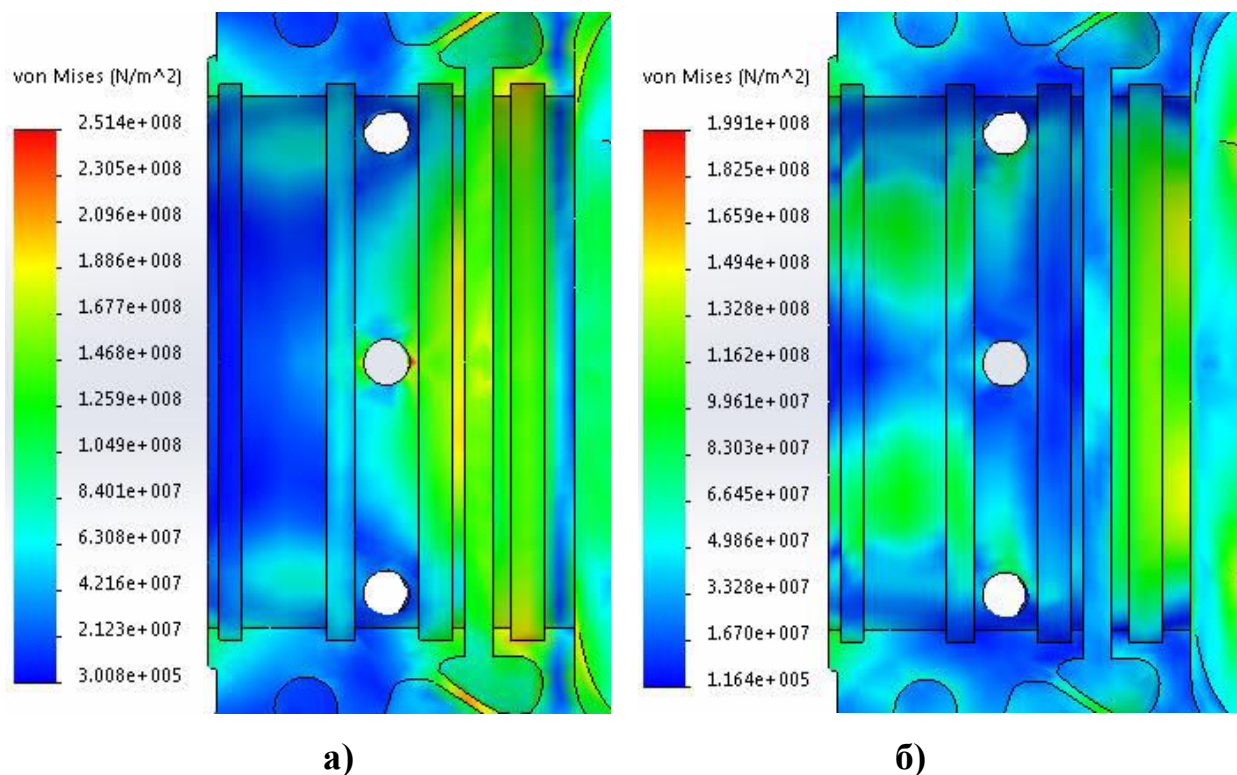
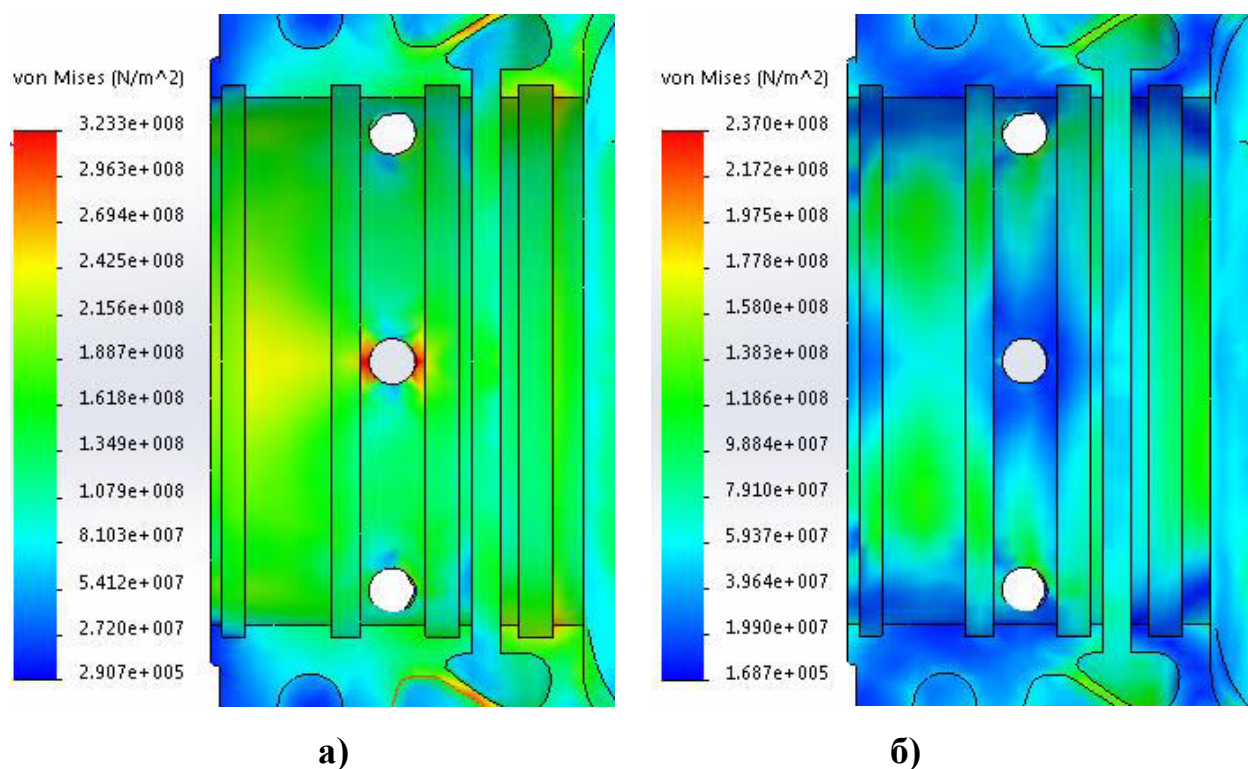


Рис. 4.10. НДС корпусу ЦВТ при подачі гарячого пару до ПКУ ( $\tau = 400$  с)



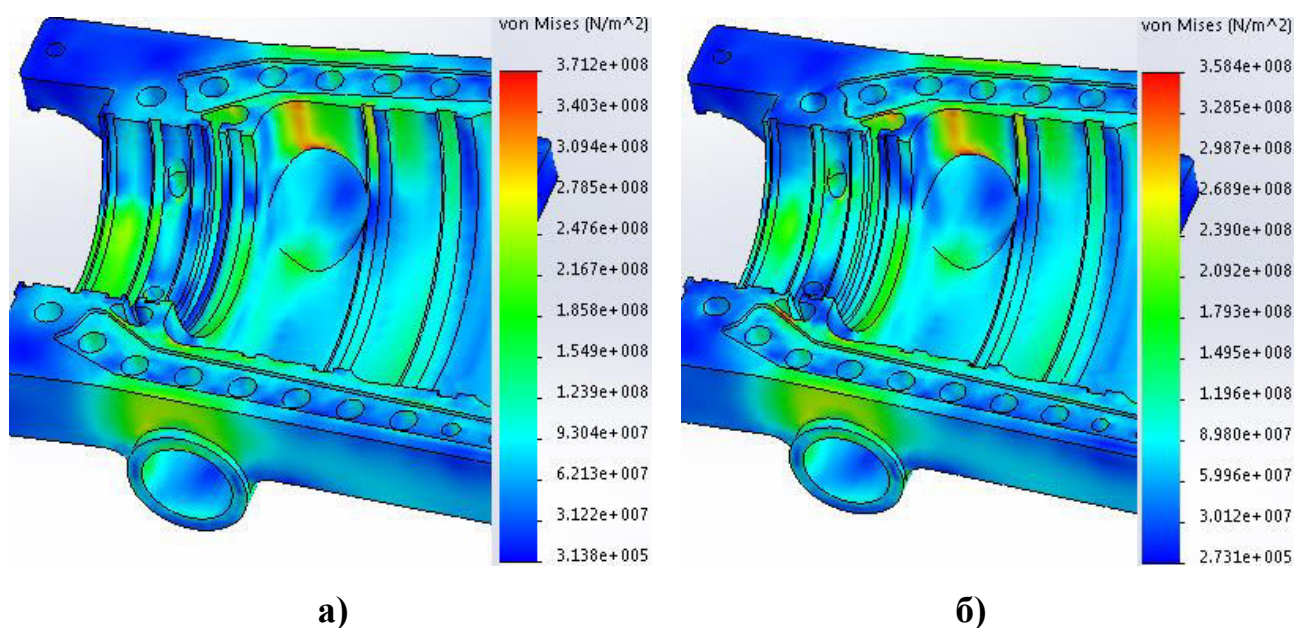


**Рис. 4.11. НДС передніх кінцевих ущільнень ЦВТ під час пуску з ГС ( $\tau = 400$  с) при подачі холодного (а) та гарячого (б) пару**

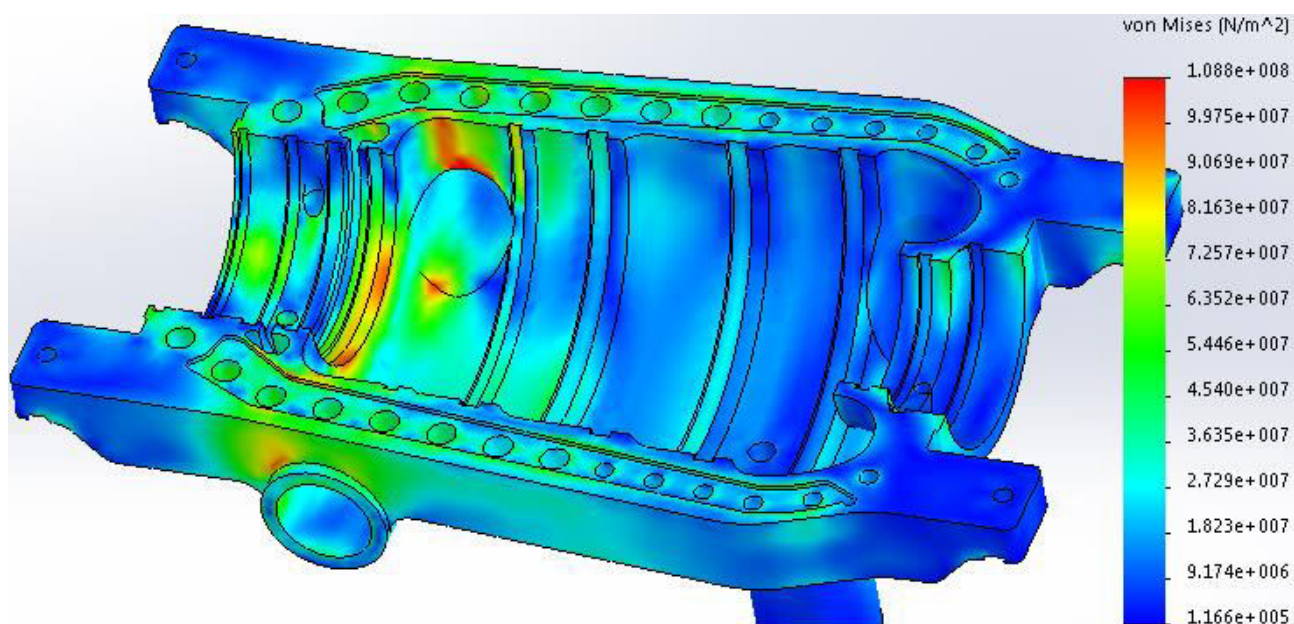


**Рис. 4.12. НДС передніх кінцевих ущільнень ЦВТ під час пуску з ГС ( $\tau = 2800$  с) при подачі холодного (а) та гарячого (б) пару**

Найбільш навантаженим, при пуску з ГС, моментом часу є  $\tau = 5200$  с. При подачі холодного ущільнюючого пару, величина максимальної інтенсивності напружень складає  $\sigma_i = 371,2$  МПа і виникає в області паровпуску ЦВТ (рис. 4.13 а), при подачі гарячого пару максимальна інтенсивність напружень виникає в цій же області і складає  $\sigma_i = 358,4$  МПа, що на 3,5 % менше (рис. 4.13 б). Із завершенням терміну пуску та виходом блоку на стаціонарний режим експлуатації НДС корпусів майже повністю не відрізняється (рис. 4.14).



**Рис. 4.13. НДС корпусу ЦВТ при подачі холодного (а) та гарячого (б) ущільнюючого пару до ПКУ ( $\tau = 5200$  с)**



**Рис. 4.14. НДС корпусу ЦВТ на номінальному режимі експлуатації**

Напружено-деформований стан корпусних елементів ЦВТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС аналогічним чином було розраховано для пусків з холодного та неостиглого станів. При чисельному дослідженні НДС корпусу впродовж пуску з ХС (початкова температура металу в зоні паровпуску  $t_m < 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) організація подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень не розглядалась, оскільки таке схемне рішення може спричинити тепловий удар основного металу. Результати розрахунку НДС корпусу дозволяють оцінити рівень статичної та циклічної пошкоджуваності високотемпературних елементів.

Для корпусу ЦВТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС, визначаючий ресурсні показники, рівень інтенсивності сумарних напруженостей має місце в зоні паровпуску, 1-ої та 2-ої камери передніх кінцевих ущільнень.

Розрахунок на малоциклову втомлюваність виконано з використанням математичної моделі, описаної в розділі 2, за амплітудами інтенсивності місцевих пружно-пластичних деформацій при розрахунковій температурі в досліджуваній області. За розрахункову температуру  $t_i$  прийнято максимальну температуру у вузлі, що розглядається  $t_{i\max}$  і дорівнює температурі на номінальному режимі експлуатації.

Число циклів навантаження до появи тріщини визначалось за експериментальними кривими малоциклової втомлюваності для легированої сталі 15Х1М1ФЛ, що отримані за результатами випробувань зразків на розтяг-стиснення при жорсткому симетричному циклі і постійній температурі [56].

Коефіцієнти запасу по числу циклів та по деформації прийняті згідно рекомендацій РТМ 108.021.103-85 на рівні  $n_N = 5$  та  $n_\epsilon = 1,5$  відповідно. Для досліджуваних областей було встановлено значення приведеної до симетричного циклу навантаження інтенсивності деформації та допустиме число циклів. Результуючим допустимим числом пусків (табл. 4.1, 4.2) приймалося найменше зі значень  $N_1=f(\epsilon_{a\text{np}})/n_N$ ,  $N_2=f(\epsilon_{a\text{np}} \cdot n_\epsilon)$  для усіх досліджуваних областей. Так, при подачі холодного ущільнюючого пару під

час пуску з гарячого стану, зоною, що найсильніше обмежує ресурсні показники по числу циклів є область другої камери ПКУ ( $\varepsilon_{a\text{ пр}} = 0,1505\%$ ), а при пуску з холодного та неостиглого станів найбільші значення приведеної деформації встановлюються в зоні паровпуску (табл. 4.1). При подачі гарячого пару до ПКУ значення інтенсивності деформації в області 1-ої та 2-ої камер встановлюються на порівняно-низькому рівні, тому зоною, що визначає ресурсні показники по допустимому числу циклів, як і для пуску з НС та ХС стає область паровпуску (табл. 4.2).

Таблиця 4.1

## Розрахункова оцінка МЦВ при подачі холодного пару до ПКУ ЦВТ

Тип пуску турбіни	Температура по товщині корпусу $t_{\max}, ^\circ\text{C}$	Інтенсивність напружень, $\sigma_i, \text{МПа}$	Приведена деформація, $\varepsilon_{a\text{ пр}}, \%$	Допустиме число пусків, $N_d$
				$n_N = 5, n_\varepsilon = 1,5$
ГС	473	371,2	0,1505	2950
НС	509	290,1	0,1253	4250
ХС	509	336,7	0,1327	3950

Таблиця 4.2

## Розрахункова оцінка МЦВ при подачі гарячого пару до ПКУ ЦВТ

Тип пуску турбіни	Температура по товщині корпусу $t_{\max}, ^\circ\text{C}$	Інтенсивність напружень, $\sigma_i, \text{МПа}$	Приведена деформація, $\varepsilon_{a\text{ пр}}, \%$	Допустиме число пусків, $N_d$
				$n_N = 5, n_\varepsilon = 1,5$
ГС	509	358,4	0,1262	4240
НС	509	282,0	0,1193	4600
ХС	509	336,7	0,1327	3950

Наступним кроком, за отриманими даними щодо напружено-деформованого стану та малоциклової втомлюваності основного металу виконано порівняльну оцінку залишкового ресурсу корпусних елементів ЦВТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС при використанні різних схем подачі пару до ПКУ (табл. 4.3).

Енергоблок № 3 Курахівської ТЕС було введено до експлуатації у 1972 році. Станом на 01.10.2015 напрацювання блоку складає 279723 год при числу



пусків з різних теплових станів 1424. За умови продовження експлуатації турбіни в попередньому режимі поточне напрацювання та число пусків (станом на 01.01.2017) можна прийняти на рівні 286228 год та 1457 відповідно.

Через відсутність повної статистики пусків турбіни з різних теплових станів, згідно наявних даних по 1036 пускам, що складає 71 % від їхньої поточної кількості, всі пуски згруповані по видах близьких до ГС (539 пусків, 37 %), НС (233 пуски, 16 %) і ХС (685 пусків, 47 %).

Таблиця 4.3

**Розрахункова оцінка залишкового напрацювання та ресурсу корпусу ЦВТ  
ст. № 3 Курахівської ТЕС при різних схемах подачі пару до ПКУ**

№	Найменування	Формула	Холодний пар	Гарячий пар
1	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	509	509
2	Інтенсивність напружень	$\sigma_{i\max}, \text{МПа}$	108,8	108,8
3	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	314	314
4	Запас міцності $\sigma_{i\max}$	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{i\max}$	2,89	2,89
5	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ХС}}=685$	4250	4600
		$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{НС}}=233$	3950	3950
		$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ГС}}=539$	2950	4240
6	Циклічна пошкоджуваність	$[P_{\text{ц}}]=\sum n_i/[N_{pl}]$	0,411	0,3512
7	Статична пошкоджуваність	$[P_{\text{ст}}]=\sum t_i/[t_{pl}]$	0,4851	0,4851
8	Сумарна пошкоджуваність	$[P_{\text{сум}}]=[P_{\text{ц}}]+[P_{\text{ст}}]$	0,8961	0,8363
9	Поточне напрацювання	$T, \text{год}$	286228	286228
10	Середнє число годин роботи в рік	$\tau_{\text{год}} = T/z$	6505	6505
11	Залишкове напрацювання	$G = 1-[P']/[P_p''], \text{років}$	5,1	8,6
12	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	33192	56017
13	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	1457	1457
14	Циклічна пошкодж. (спрощена формула)	$[P_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} = \sum n_{\text{заг}}/[N_{\min}]$	0,4939	0,3689
15	Сумарна пошкодж. (спрощена формула)	$[P_{\text{сум}}]_{\text{спрощ.}} = [P_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} + [P_{\text{ст}}]$	0,979	0,854
16	Індивід. залишковий ресурс (спрощ. формула)	$T'_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	6131	48936

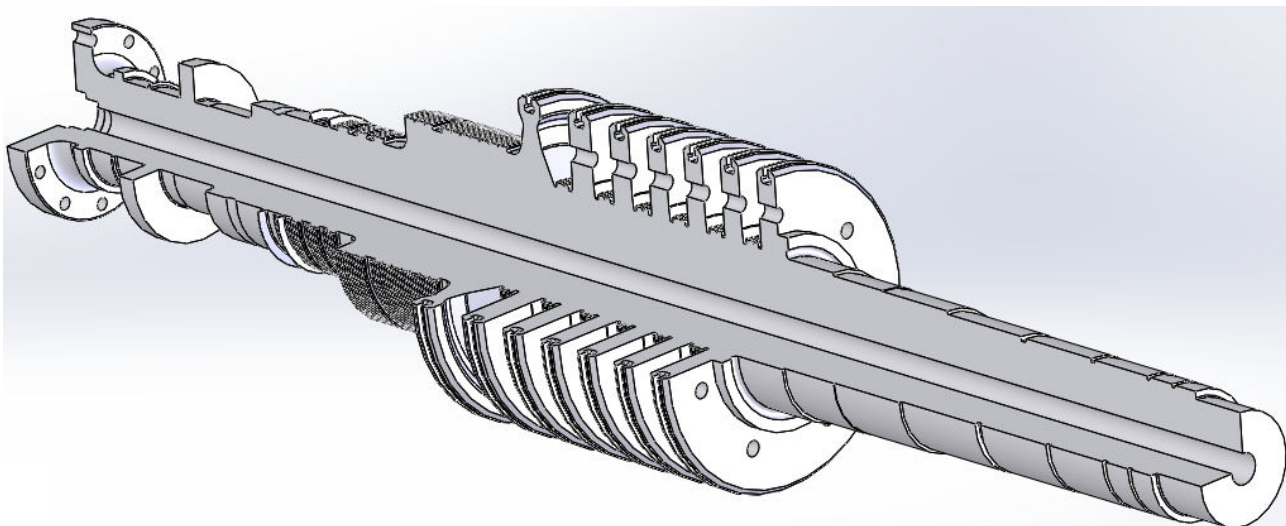
Статична пошкоджувальність основного металу корпусу ЦВТ, накопичена по механізму довготривалої міцності складає  $[P_{ст}] = 48,5 \%$ . При застосуванні діючої схеми подачі ущільнюючого пару на ст. № 3 Курахівської ТЕС циклічна пошкоджувальність становить  $[P_{ц}] = 41,1 \%$ , при подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень, циклічна пошкоджувальність зменшується до рівню  $[P_{ц}] = 35,1 \%$ , що пов'язане зі збільшенням допустимого числа пусків з гарячого та неостиглого стану металу. Таким чином індивідуальний залишковий ресурс корпусних елементів ЦВТ збільшується зі значення 33192 год до 56017 год (на 69 %).

Подача більш гарячого ущільнюючого пару до передніх кінцевих ущільнень ЦВТ є ефективним методом управління ресурсом корпусних елементів турбіни, оскільки здатна в значній мірі уповільнити темпи накопичення пошкоджувальності основного металу по механізму малоциклової втомлюваності.

#### **4.3. Управління залишковим ресурсом роторів парових турбін зміною схеми живлення передніх кінцевих ущільнень**

Ротор середнього тиску парової турбіни К-200-130-3 виготовлено зі сталі Р2МА (25Х1М1ФА). Перші сім ступенів (з 13-ої до 19-ої) відковано заодно з ротором. Інші чотири диски насаджуються на вал ротору в гарячому стані з натягом. Передні кінцеві ущільнення РСТ виконані аналогічно РВТ без насадних втулок: на валу виконано ступінчасті виточки, а ущільнюючі сегменти встановлюються в обоймах. Аналогічно виконані і діафрагмові ущільнення. Задні кінцеві ущільнення ЦСТ виконані на втулках, які насаджуються на вал в гарячому стані.

При створенні геометричної моделі РСТ було проведено побудову всіх кованих поверхонь ротору, включаючи галтелі та радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальних отворів, хвостових кріплень робочих лопаток та повної геометрії кінцевих та діафрагмових ущільнень, без врахування насадних дисків та втулок задніх кінцевих ущільнень (рис. 4.15).



**Рис. 4.15. Просторовий 3D-аналог ротору СТ турбіни К-200-130-3**

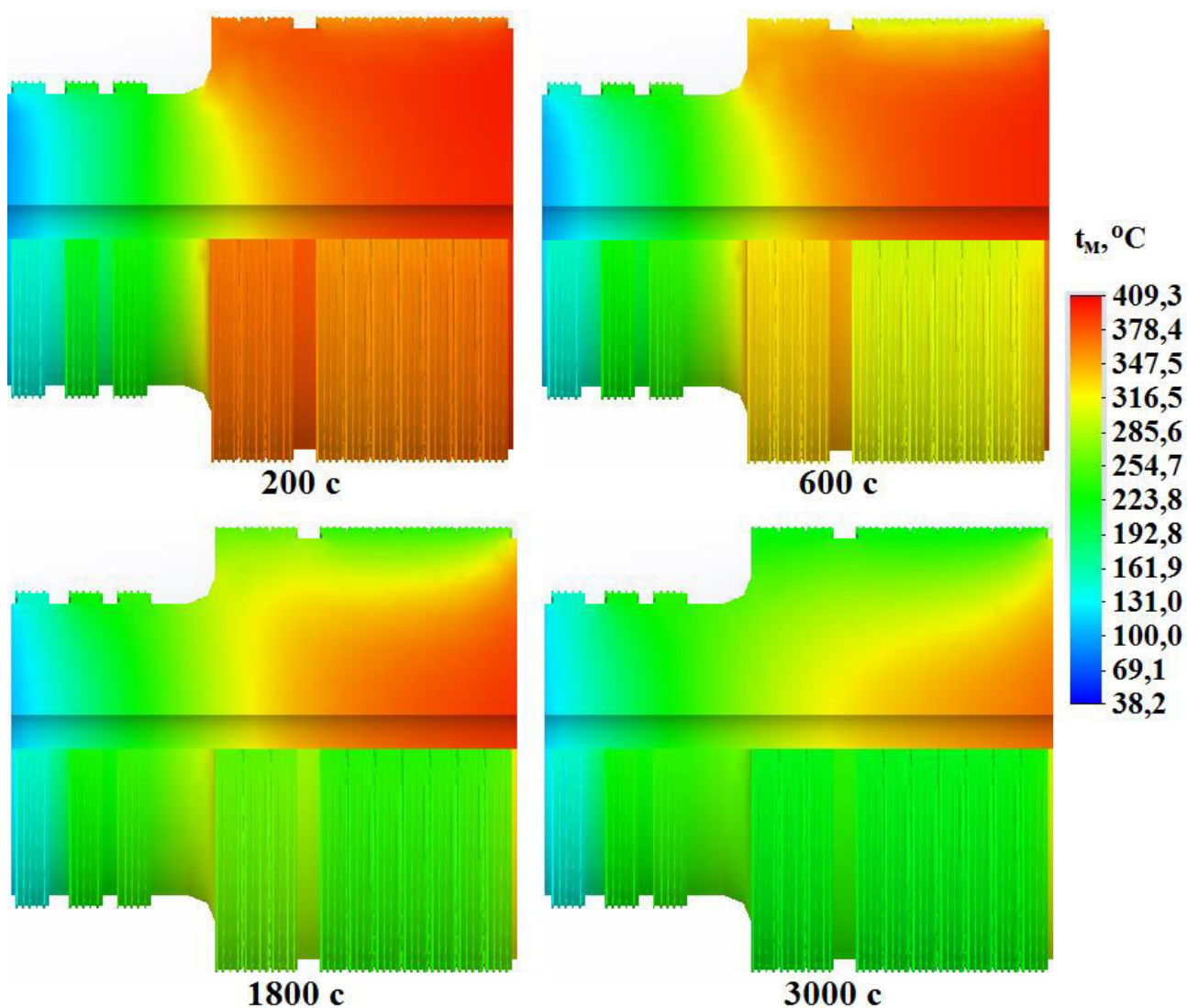
Дослідження теплового стану ротору середнього тиску турбіни К-200-130-3 виконано за аналогічним алгоритмом, що був використаний при дослідженні ТС ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 (розділ 2). При вирішенні крайової задачі нестационарної теплопровідності в основному металі РСТ задавались граничні умови I-IV роду на всіх поверхнях теплообміну з врахуванням реальних графіків пуску наданих Курахівською ТЕС.

Під час пуску турбоагрегату з гарячого стану, при подачі холодного ущільнюючого пару, зміна теплового стану в області передніх кінцевих ущільнень носить характер подібний до ПКУ ЦВТ (рис. 4.4). Спостерігається інтенсивне заохолодження основного металу на протязі перших 50 хв пуску (рис. 4.16). Температура металу в області 1-ої та 2-ої обойми ПКУ змінюється від  $t_{\text{мет}} = 382\text{ }^{\circ}\text{C}$  в момент часу 200 с до  $t_{\text{мет}} = 252\text{ }^{\circ}\text{C}$  в момент часу 3000 с.

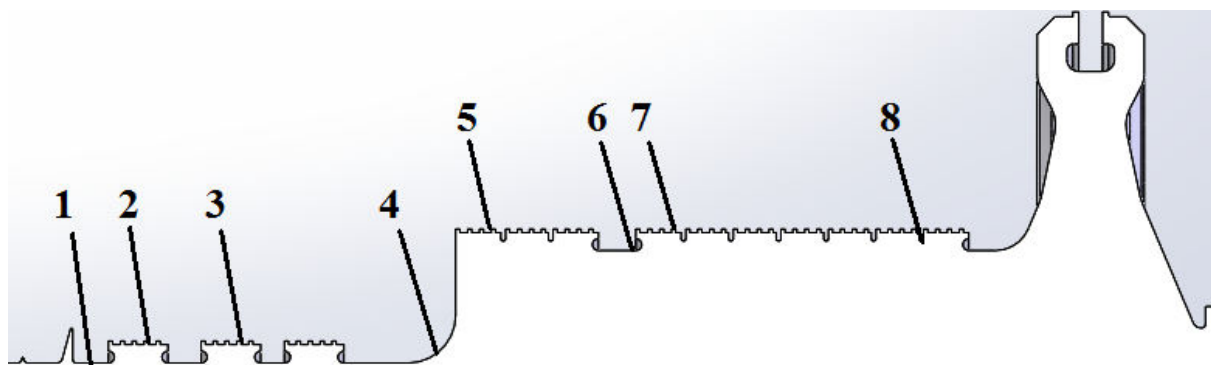
В результаті найбільші градієнти температур виникають в початкові моменти пуску з гарячого стану (рис. 4.17 б) і складають  $\text{grad } t_{\text{м}} = 3120\text{ K/м}$  для першої обойми ущільнень (вузол 8 на рис. 4.17 а) та  $\text{grad } t_{\text{м}} = 530\text{-}1640\text{ K/м}$  для решти ущільнень. Через високу різницю температур основного металу в зоні першої обойми ущільнень та в області галтелі диску регулюючого ступеня значення градієнту температур залишається на високому рівні, навіть з наближенням завершення терміну пуску ( $\text{grad } t_{\text{м}} = 1390\text{ K/м}$ ).

При подачі гарячого ущільнюючого пару градієнти температур для всіх обойм ущільнень зменшуються в 3-8 разів на протязі усього пускового терміну.

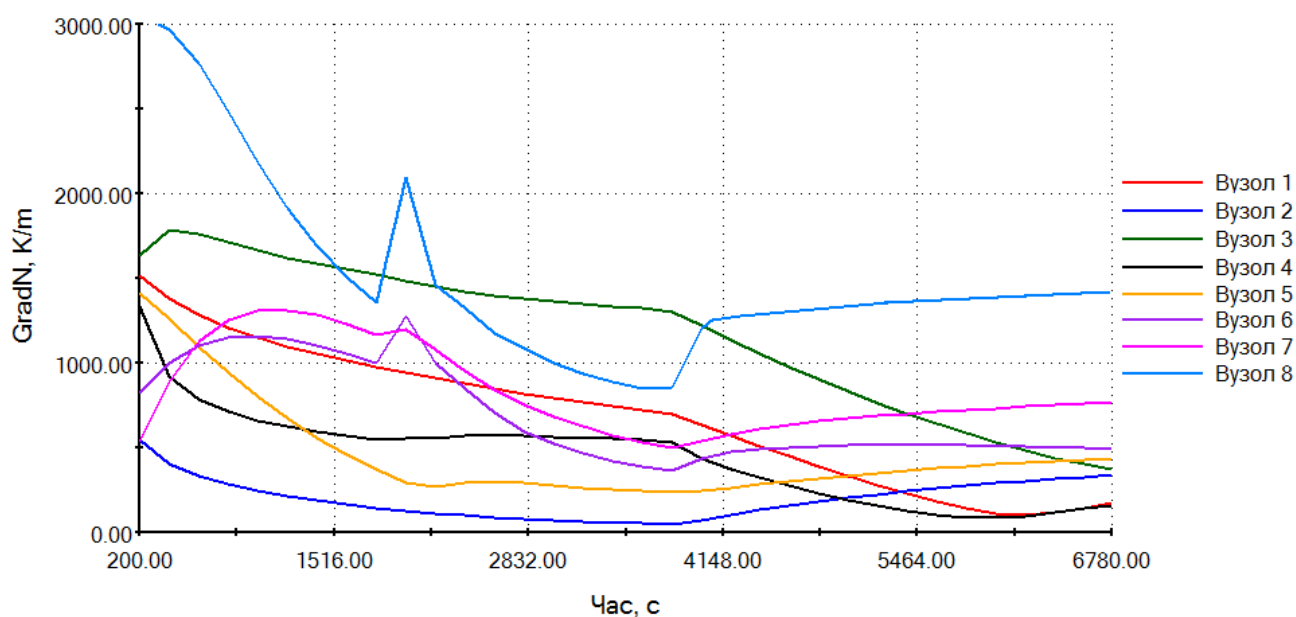
В ході чисельного дослідження напружено-деформованого стану ротору СТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС враховано зусилля від нерівномірності температурних полів, напруження від тиску теплоносія, відцентрові зусилля та реакції опор. Осьові зусилля що діють на опорно-упорний підшипник, а також контактні напруження гарячої посадки насадних дисків не враховувались.



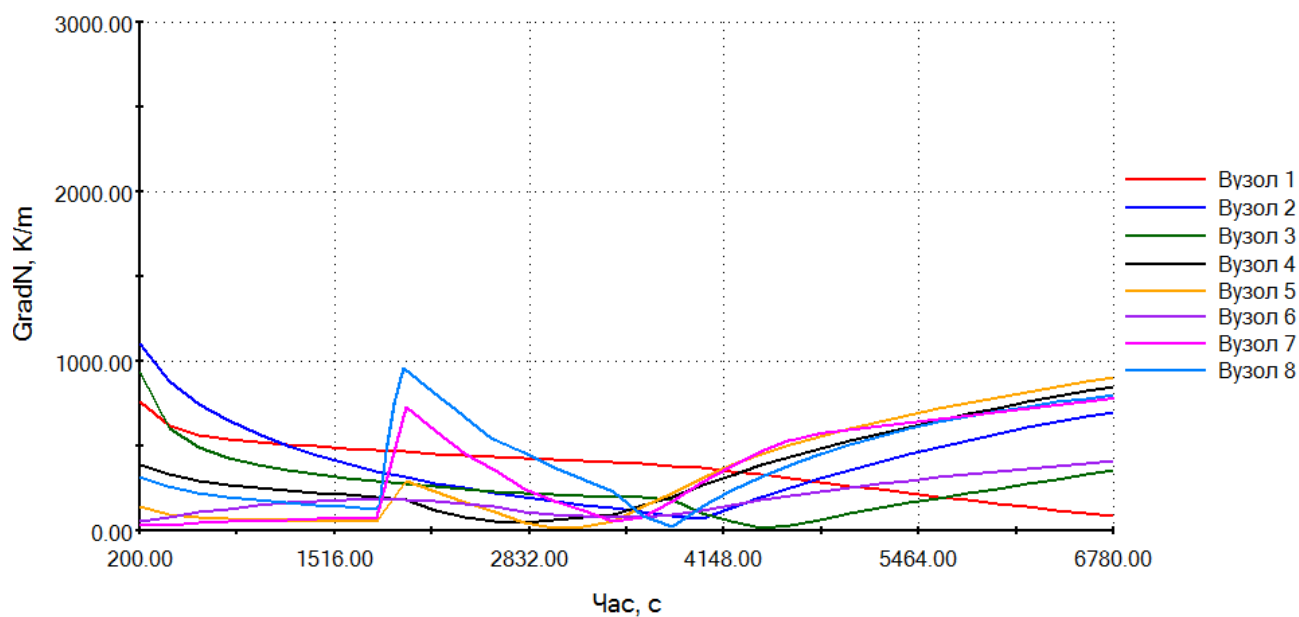
**Рис. 4.16. Динаміка зміни температури основного металу передніх кінцевих ущільнень РСТ при подачі холодного пару**



**а) характерні вузли в області ПКУ ротору СТ**



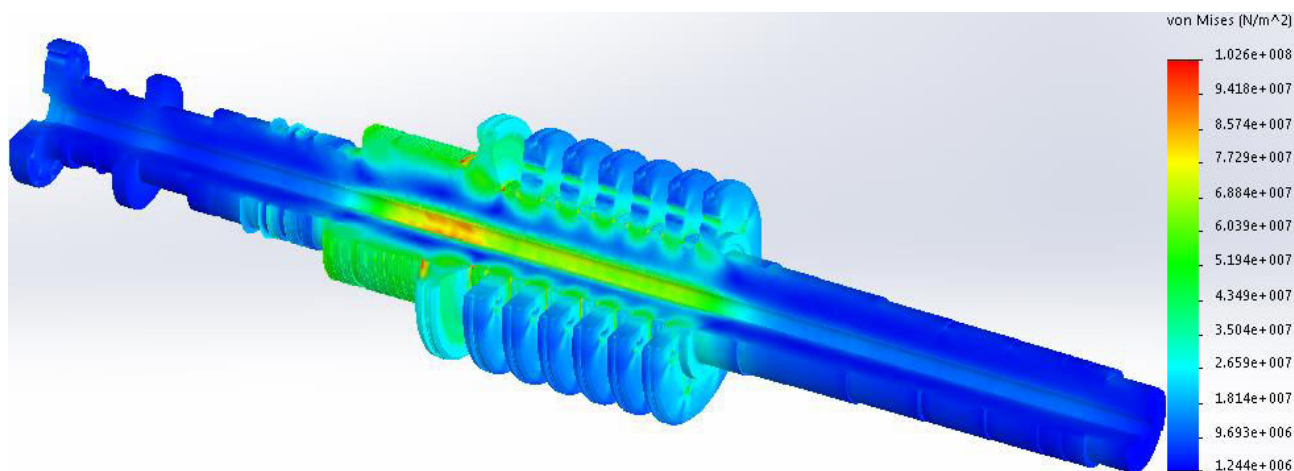
**б) градієнти температур при подачі холодного ущільнюючого пару**



**в) градієнти температур при подачі гарячого ущільнюючого пару**

**Рис. 4.17. Градієнти температур у характерних вузлах РСТ при пуску з ГС**

Проведене чисельне дослідження напружено-деформованого стану ротору СТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС показало, що найбільші значення інтенсивності напружень, як на номінальному режимі експлуатації, так і протягом пуску з різних теплових станів, виникають в зоні осьового отвору, перших обойм кінцевих ущільнень, а також в галтелях регулюючого та перших 3-ох ступенів тиску (14, 15, 16 ступені). Так, на номінальному режимі експлуатації найбільш навантаженими зонами є перше ущільнення ПКУ та галтель РС зі сторони 14-ої ступені ( $\sigma_i = 102,8$  МПа). В осьовому отворі під регулюючим ступенем рівень інтенсивності напружень сягає  $\sigma_i = 86-93$  МПа. Решта областей ротору середнього тиску характеризується більш помірним рівнем інтенсивності напружень (рис. 4.18).



**Рис. 4.18. НДС ротору СТ на номінальному режимі експлуатації**

Пуск з гарячого стану металу для ротору середнього тиску супроводжується відносно невисоким рівнем інтенсивності напружень протягом всього терміну пуску, як при організації подачі ущільнюючого пару з лінії холодного промперегріву, так і при подачі більш гарячого пару до ПКУ (рис. 4.19, 4.20). Орієнтуючись на значення максимальної інтенсивності напружень для усієї поверхні ротору СТ, розбіжність у рівні напружень сягає 12-45 % у перші півтори години пускового терміну.

З аналізу отриманих градієнтів температур (рис. 4.17) найбільші напруження від нерівномірності полів температур в області ПКУ мають місце в момент часу 200 с, що підтверджується чисельним дослідженням напружено-



деформованого стану РСТ (рис. 4.19 а, б). Так, при подачі холодного пару до ПКУ інтенсивність напружень в області першого ущільнення складає  $\sigma_i = 213,1$  МПа ( $\text{grad } t_m = 3120$  К/м), що майже в десять разів перевищує аналогічне значення при подачі гарячого ущільнюючого пару  $\sigma_i = 24,2$  МПа ( $\text{grad } t_m = 380$  К/м).

Впродовж пуску з гарячого стану, при подачі холодного пару до передніх кінцевих ущільнень, зоною концентрації максимальної інтенсивності напружень є термокомпенсаційні канавки першої обойми. В момент часу 2800 с (рис. 4.20 а, б) максимальні інтенсивності напружень виникають в галтелі регулюючого ступені зі сторони 14-ої ступені тиску за обох схем організації подачі ущільнюючого пару:  $\sigma_i^X = 323,2$  МПа,  $\sigma_i^F = 206$  МПа.

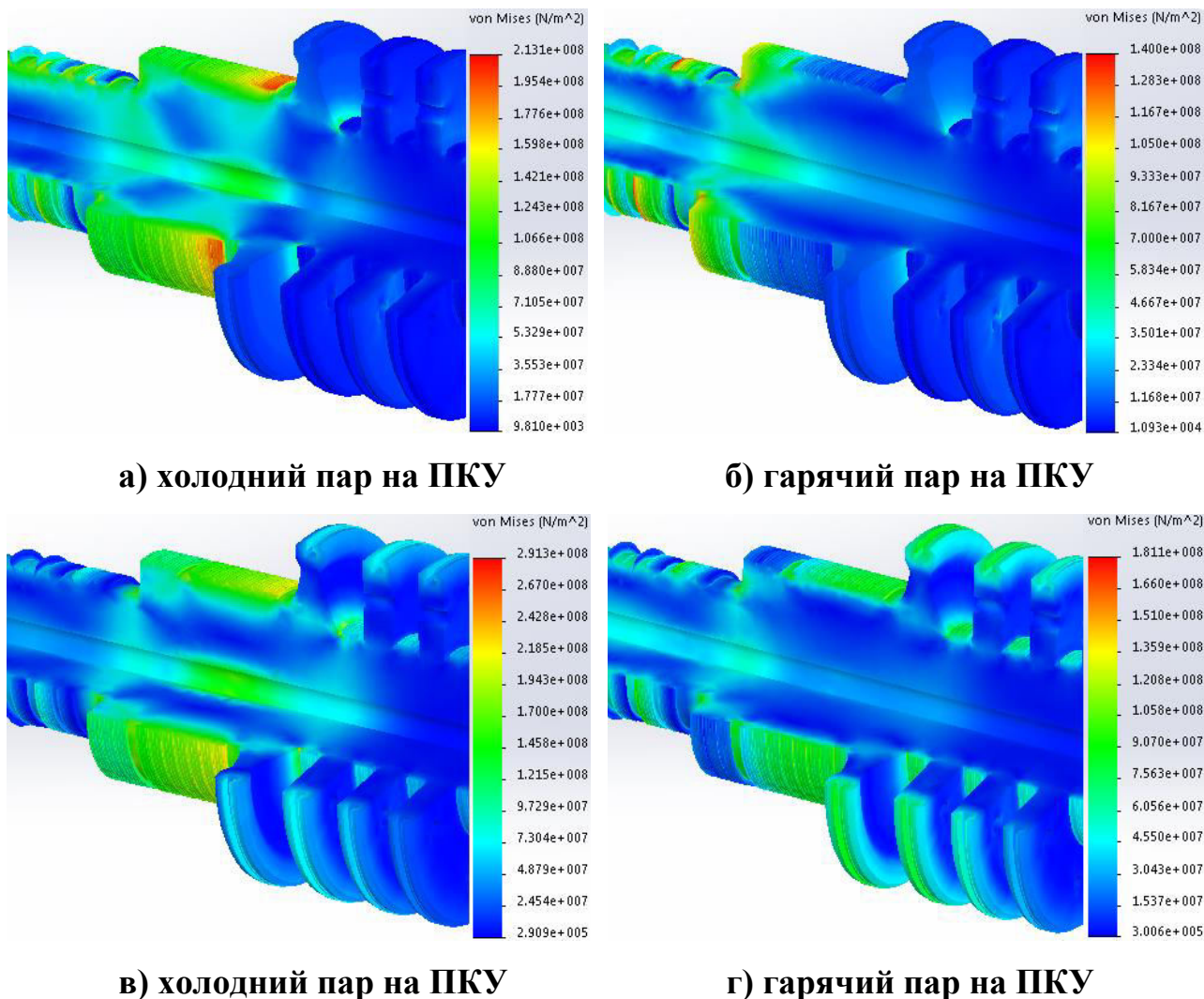
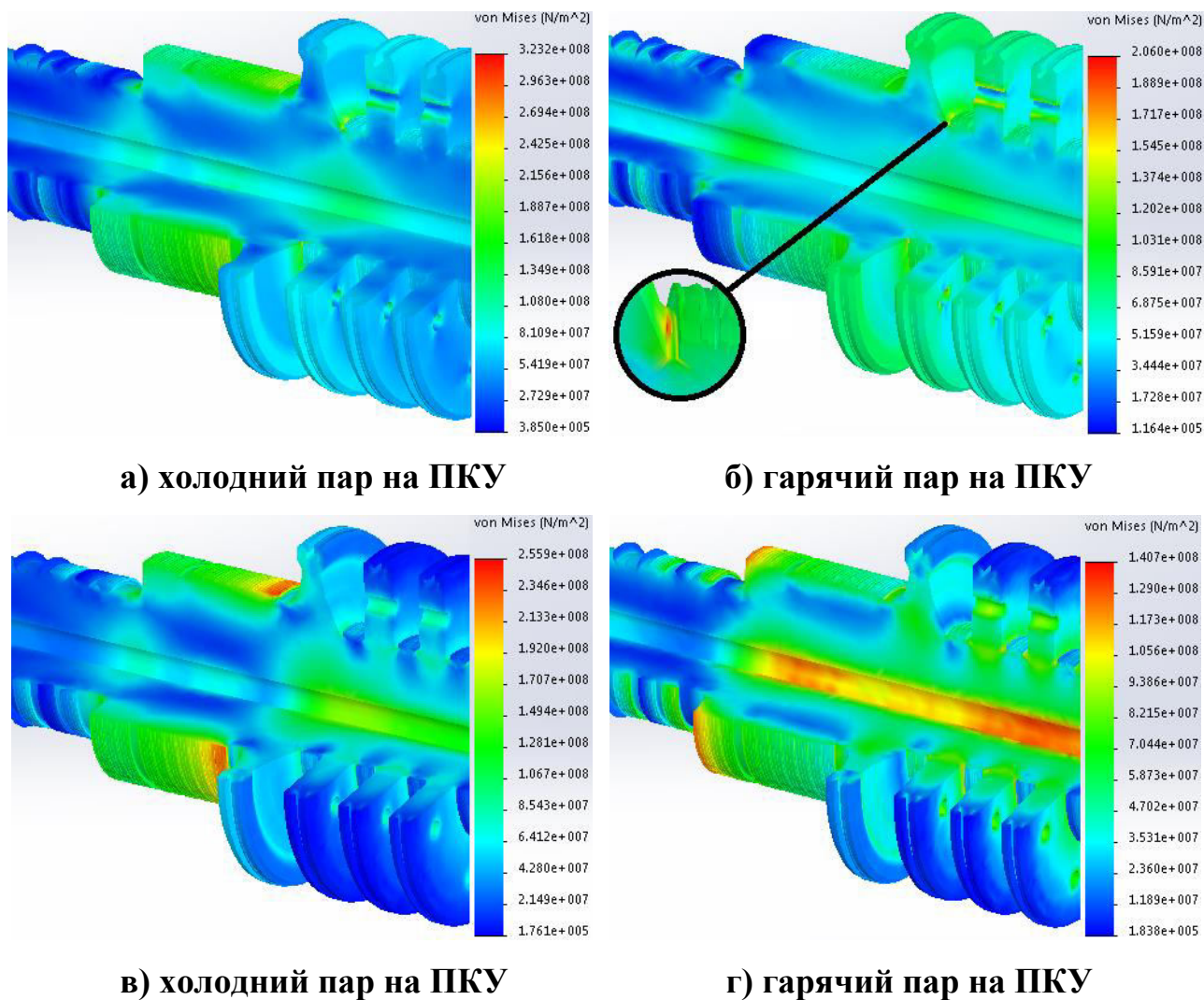


Рис. 4.19. НДС ротору СТ при пуску з гарячого стану  
в момент часу  $\tau = 200$  с (а, б) та  $\tau = 2000$  с (в, г)



**Рис. 4.20. НДС ротору СТ при пуску з гарячого стану**

**в момент часу  $\tau = 2800$  с (а, б) та  $\tau = 5200$  с (в, г)**

Також було розраховано НДС ротору СТ при пуску з неостиглого та холодного стану металу при подачі ущільнюючого пару за діючою схемою на Курахівській ТЕС. Організація подачі гарячого пару для цих пускових режимів не розглядалася.

Проведено чисельне дослідження напружено-деформованого стану показало, що для ротору СТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС, визначаючий ресурсні показники, рівень інтенсивності сумарних напруженостей має місце в зоні осьового отвору, 1-ої обойми передніх кінцевих ущільнень та галтелей регулюючого ступеню.



Розрахунок на малоциклову втомлюваність виконано за амплітудами інтенсивності місцевих пружно-пластичних деформацій при розрахунковій температурі в досліджуваній області. За розрахункову температуру  $t_i$  прийнято максимальну температуру у вузлі, що розглядається  $t_{i\max}$  і дорівнює температурі на номінальному режимі експлуатації.

В табл. 4.4 та 4.5 наведено результати розрахункової оцінки малоциклової втомлюваності ротору СТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС. Організація подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень дозволяє встановити допустиме число циклів пуску на рівні  $N_{\text{д}}^{\text{ГС}} = 6600$  (за діючої схеми  $N_{\text{д}}^{\text{ГС}} = 3580$ ) при коефіцієнтах запасу по числу циклів та по деформаціях  $n_N = 5$ ,  $n_\varepsilon = 1,5$  відповідно.

Таблиця 4.4

#### Розрахункова оцінка МЦВ при подачі холодного пару до ПКУ РСТ

Тип пуску турбіни	Температура металу ротору $t_{\max}, ^\circ\text{C}$	Інтенсивність напружень, $\sigma_i, \text{МПа}$	Приведена деформація, $\varepsilon_{\text{а пр}}, \%$	Допустиме число пусків, $N_{\text{д}}$
				$n_N = 5, n_\varepsilon = 1,5$
ГС	485	323,2	0,1408	3580
НС	485	272,5	0,1226	5800
ХС	485	378,6	0,1487	2400

Таблиця 4.5

#### Розрахункова оцінка МЦВ при подачі гарячого пару до ПКУ РСТ

Тип пуску турбіни	Температура металу ротору $t_{\max}, ^\circ\text{C}$	Інтенсивність напружень, $\sigma_i, \text{МПа}$	Приведена деформація, $\varepsilon_{\text{а пр}}, \%$	Допустиме число пусків, $N_{\text{д}}$
				$n_N = 5, n_\varepsilon = 1,5$
ГС	485	206,0	0,1102	6600
НС	485	272,5	0,1226	5800
ХС	485	378,6	0,1487	2400

Наступним кроком, за отриманими даними щодо напружено-деформованого стану та малоциклової втомлюваності основного металу виконано порівняльну оцінку залишкового ресурсу високотемпературних

елементів ротору СТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС при використанні різних схем подачі пару до ПКУ (табл. 4.6).

Таблиця 4.6

**Розрахункова оцінка залишкового напрацювання та ресурсу ротору СТ  
ст. № 3 Курахівської ТЕС при різних схемах подачі пару до ПКУ**

№	Найменування	Формула	Холодний пар	Гарячий пар
1	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	485	485
2	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{imax}}, \text{МПа}$	102,6	102,6
3	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	533	533
4	Запас міцності $\sigma_{\text{imax}}$	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{imax}}$	5,19	5,19
5	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{\text{pl}}] n^{\text{ПВТ}}_{\text{XC}}=685$	2400	2400
		$[N_{\text{pl}}] n^{\text{ПВТ}}_{\text{HC}}=233$	5800	5800
		$[N_{\text{pl}}] n^{\text{ПВТ}}_{\text{ГC}}=539$	3580	6600
6	Циклічна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ц}}]=\sum n_i/[N_{\text{pl}}]$	0,4761	0,4073
7	Статична пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ст}}]=\sum t_i/[t_{\text{pl}}]$	0,4654	0,4654
8	Сумарна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{сум}}]=[\Pi_{\text{ц}}]+[\Pi_{\text{ст}}]$	0,9416	0,8727
9	Поточне напрацювання	$T, \text{год}$	286228	286228
10	Середнє число годин роботи в рік	$\tau_{\text{год}} = T/z$	6505	6505
11	Залишкове напрацювання	$G = 1-[\Pi']/[\Pi_p']$ , років	2,7	6,4
12	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	17766	41764
13	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	1457	1457
14	Циклічна пошкодж. (спрощена формула)	$[\Pi_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} = \sum n_{\text{заг}}/[N_{\text{min}}]$	0,6071	0,6071
15	Сумарна пошкодж. (спрощена формула)	$[\Pi_{\text{сум}}]_{\text{спрощ.}} = [\Pi_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} + [\Pi_{\text{ст}}]$	1,0725	1,0725
16	Індивід. залишковий ресурс (спрощ. формула)	$T'_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	вичерп.	вичерп.

З аналізу отриманих даних, впливає що збільшення допустимого числа циклів пуску з гарячого стану металу, в наслідок подачі гарячого пару до ПКУ, дозволяє зменшити рівень циклічної пошкоджуваності зі значення  $[\Pi_{\text{ц}}]^X = 47,6 \%$  до  $[\Pi_{\text{ц}}]^Г = 40,7 \%$ . В свою чергу, індивідуальний залишковий

ресурс ротору СТ турбіни К-200-130-3 на ст. № 3 Курахівської ТЕС збільшується з  $T_{\text{зал}}^X = 17766$  год до  $T_{\text{зал}}^Г = 41764$  год.

Варто зазначити, що при оцінці індивідуального ресурсу по спрощеній формулі через високе значення циклічної пошкоджуваності, оціненої також по спрощеній формулі, ресурс РСТ виявляється вичерпаним. Це пов'язано з низьким значенням допустимого числа циклів пуску з ХС (пп. 5 табл. 4.6) яке при оцінці циклічної пошкоджуваності по спрощеній формулі обирається як розрахункове. В таких випадках виникає необхідність уточнення коефіцієнтів запасу по числу циклів  $n_N$  та по числу пусків  $n_\epsilon$  [34].

Отримані дані щодо напружено-деформованого стану та розрахункової оцінки малоциклової втомлюваності та залишкового ресурсу підтверджують ефективність організації подачі більш гарячого ущільнюючого пару до ПКУ не тільки для корпусних деталей парових турбін, але й для високотемпературних елементів роторів.

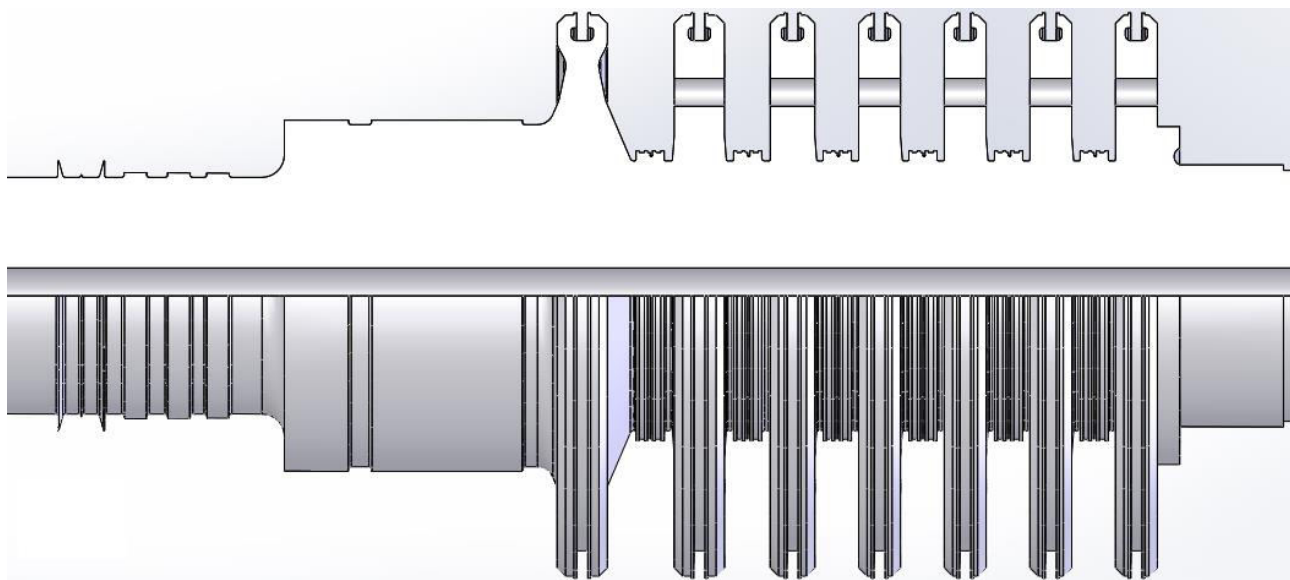
#### **4.4. Зміна конструкції термокомпенсаційних канавок, як метод управління залишковим ресурсом діючих роторів парових турбін**

Проведені чисельні дослідження напружено-деформованого стану ротору СТ турбіни К-200-130-3 на різних режимах експлуатації показали, що найбільші інтенсивності напружень виникають в місцях складної геометричної форми та високих температур. Такими місцями є термокомпенсаційні канавки кінцевих та діафрагмових ущільнень, а також галтелі та радіусні переходи дисків ступенів. Досвід експлуатації на різних ТЕС показує, що саме в цих областях виникають пошкодження у вигляді тріщин та розтріскувань. Зазвичай глибина тріщин складає близько 1-3,5 мм та прямим чином залежить від частоти залучення паротурбінної установки до режиму маневрування та кількості пусків.

При проектуванні парових турбін потужністю 200 МВт, термокомпенсаційні канавки виконувались для попередження залишкового прогину ротора при радіальному зачіпанні в проточній частині. Проте, будучи

геометричним концентратором напружень, теплові канавки провокують появу втомлюваних тріщин та різке збільшення рівню інтенсивності напружень. Саме з цієї причини, більшість заводів-виготовлювачів паротурбінного обладнання відмовилась від термокомпенсаційних канавок, однак на багатьох діючих турбінах ТЕС України ці канавки присутні і в значній мірі обмежують ресурсні можливості турбоустановки.

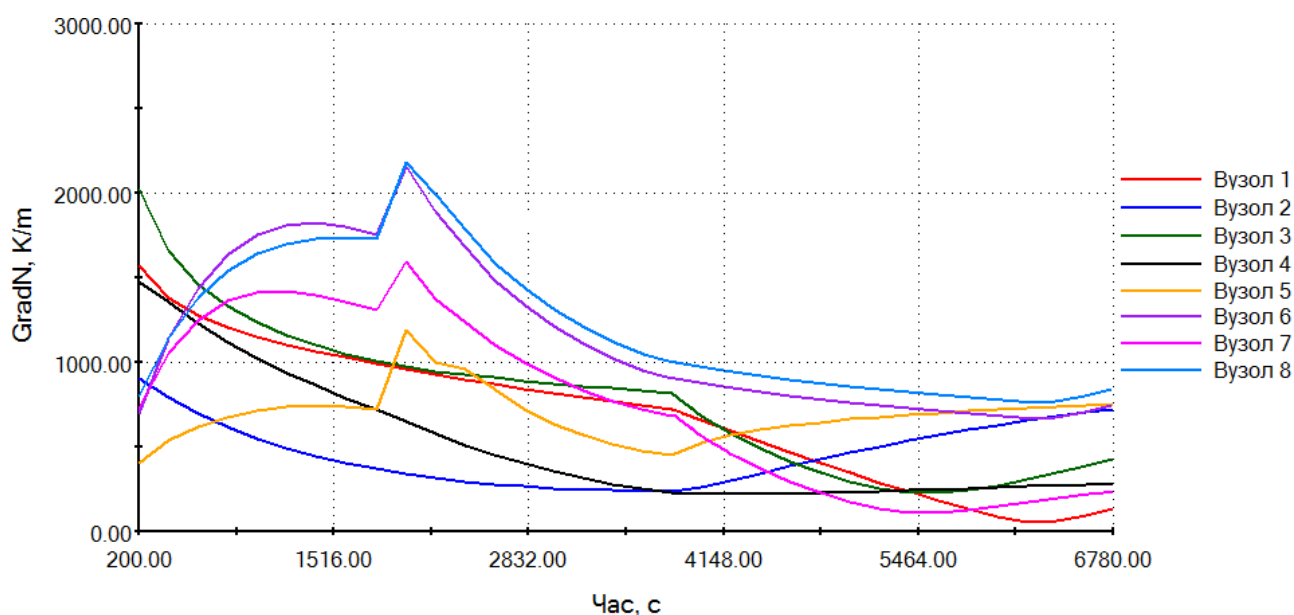
В якості методу управління ресурсом високотемпературних роторів парових турбін пропонується зміна конструкції термокомпенсаційних канавок, для зменшення рівню інтенсивності напружень. На рис. 4.21 представлено геометричну модель ротору середнього тиску турбіни К-200-130-3 з проточеними тепловими канавками передніх кінцевих ущільнень. Проточка термокомпенсаційних канавок діафрагменних ущільнень не виконується через складність необхідних робіт по зміні конструкції та меншому рівні інтенсивності напружень, ніж в області ПКУ. Даний комплекс робіт окрім зміни конструкції роторів потребує заміни сегментів ущільнень з більш нарощеними ущільнюючими вусами для відновлення парової щільності.



**Рис. 4.21. Геометрична модель ротору СТ з проточеними тепловими канавками передніх кінцевих ущільнень**

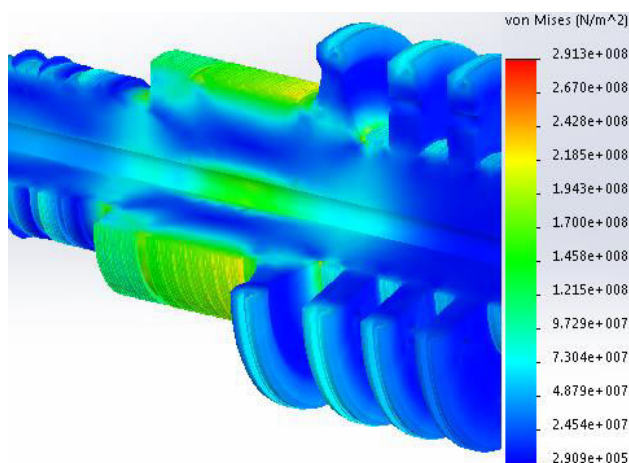
В ході перерахунку теплового стану ротору СТ з такими ж граничними умовами, що були використані в розділі 4.3, виконано порівняльну оцінку

градієнтів температур ротору СТ з проточеними канавками (рис. 4.22). При пуску з гарячого стану металу розглядалася діюча схема подачі ущільнюючого пару з лінії холодного промперегріву. Характерні вузли, в яких досліджувались градієнти температур залишились тими ж та представлені на рис. 4.17 а. В цілому спостерігається подібний характер зміни градієнтів температур в порівнянні з непроточеним ротором (рис. 4.17 б). Однак помітне суттєве зменшення градієнтів температур в початкові моменти пуску (200-1400 с) в області першого ущільнення ПКУ (вузол 8)  $\text{grad } t_m = 840\text{-}1680 \text{ K/m}$  та збільшення рівню в області першої камери ПКУ (вузол 6) в моменти часу 1400-2000 с –  $\text{grad } t_m = 1820\text{-}2140 \text{ K/m}$ .

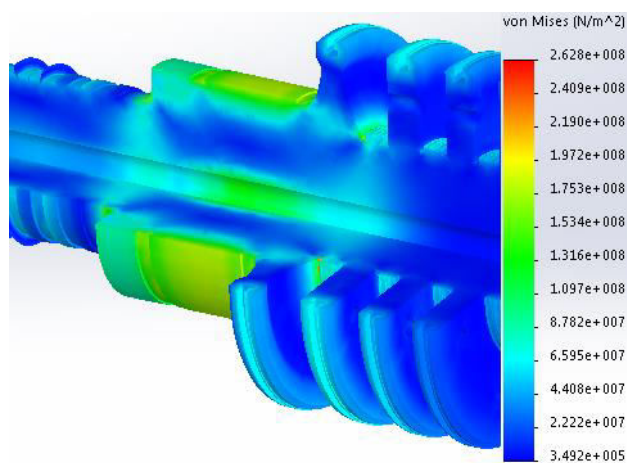


**Рис. 4.22. Градієнти температур у характерних вузлах РСТ при пуску з ГС**

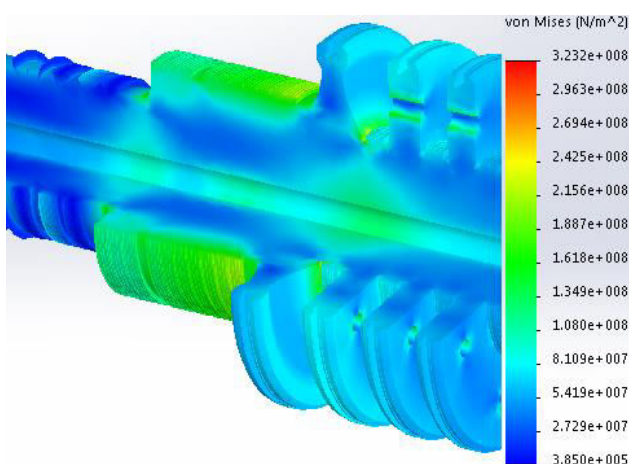
У відношенні напружено-деформованого стану ротору СТ проточка термокомпенсаційних канавок дозволяє зменшити максимальну інтенсивність напружень за всіх пускових режимів в середньому на 9-32 %. Так при пуску з гарячого стану (рис. 4.23) найбільша відмінність максимальної інтенсивності напружень спостерігається в момент часу 5200 с і складає 25 %:  $\sigma_i = 255,9 \text{ МПа}$  для ротору з канавками та  $\sigma_i = 192,2 \text{ МПа}$  для ротору з проточеними термокомпенсаційними канавками (рис. 4.23 е, ж).



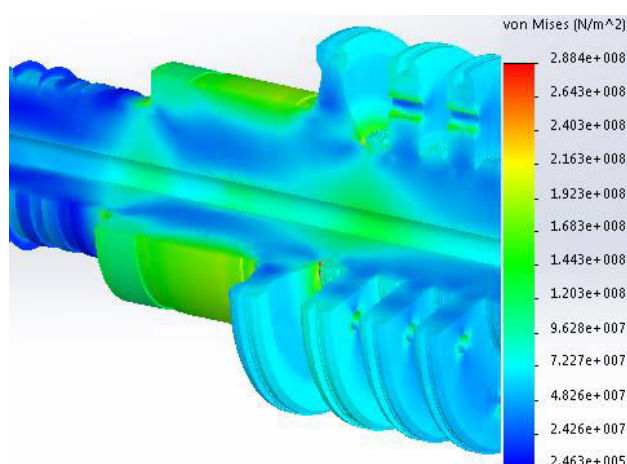
а) з наявними канавками



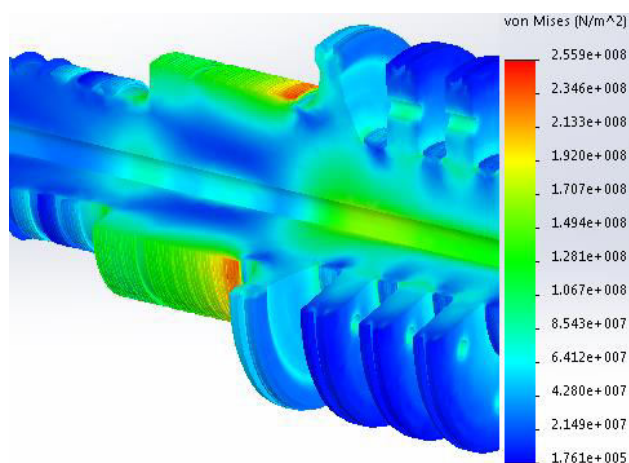
б) з проточеними канавками



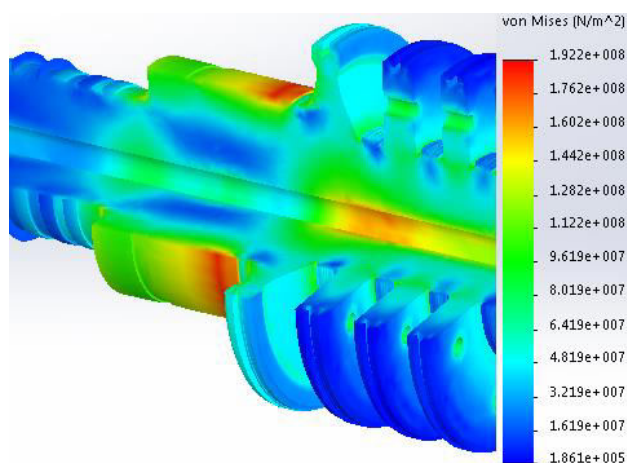
в) з наявними канавками



г) з проточеними канавками



е) з наявними канавками



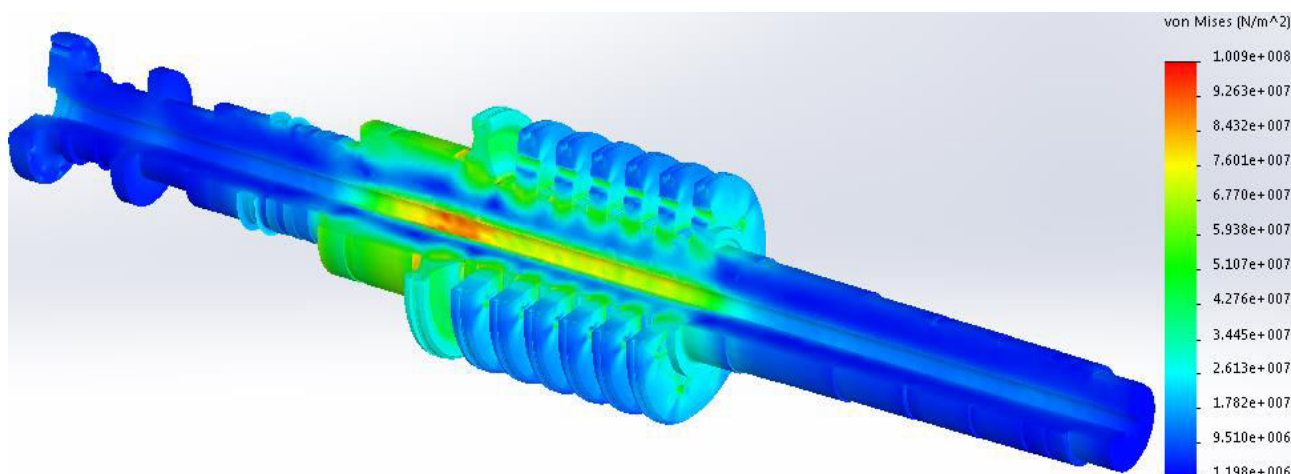
ж) з проточеними канавками

**Рис. 4.23. НДС ротору середнього тиску при пуску з гарячого стану  
в момент часу 2000 с (а, б), 2800 с (в, г), 5200 с (е, ж)**

Як зазначалося в розділі 4.3, на стаціонарному режимі експлуатації ротору СТ з наявними термокомпенсаційними канавками (рис. 4.18) найбільш



навантаженими зонами є перше ущільнення ПКУ та галтель РС зі сторони 14-ої ступені ( $\sigma_i = 102,8$  МПа). Після виконання проточки канавок (рис. 4.24), рівень напружень в них зменшився до  $\sigma_i = 78,7$  МПа (на 23,4 %), зоною максимальної інтенсивності напружень залишається галтель регулюючого ступеня ( $\sigma_i = 100,9$  МПа). В осьовому отворі під регулюючим ступенем рівень інтенсивності напружень складає  $\sigma_i = 86-93$  МПа для обох варіантів.



**Рис. 4.24. НДС ротору СТ з проточеними тепловими канавками на стаціонарному режимі роботи**

В ході розрахункової оцінки малоциклової втомлюваності ротору СТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС встановлено, що проточка термокомпенсаційних канавок сприятливо вплинула на допустиме число пусків з усіх теплових станів і збільшила їхню кількість на 3-11 % (табл. 4.7). Таке підвищення допустимого числа пусків також матиме позитивний вплив на значення індивідуального залишкового ресурсу ротору СТ (табл. 4.8).

**Таблиця 4.7**

**Розрахункова оцінка МЦВ ротору середнього тиску з проточеними термокомпенсаційними канавками**

Тип пуску турбіни	Температура металу ротору $t_{\max}$ , °C	Інтенсивність напружень, $\sigma_i$ , МПа	Приведена деформація, $\varepsilon_{a \text{ пр}}$ , %	Допустиме число пусків, $N_d$
				$n_N = 5, n_\varepsilon = 1,5$
ГС	485	288,4	0,1349	3900
НС	485	266,6	0,1216	5970
ХС	485	360,1	0,1441	2660

Таблиця 4.8

**Розрахункова оцінка залишкового напрацювання та ресурсу ротору СТ  
ст. № 3 Курахівської ТЕС з наявними та проточеними канавками**

№	Найменування	Формула	Наявні канавки	Проточ. канавки
1	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	485	485
2	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{imax}}, \text{МПа}$	102,6	100,9
3	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	533	533
4	Запас міцності $\sigma_{\text{imax}}$	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{imax}}$	5,19	5,28
5	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{XC}} = 685$	2400	2660
		$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{HC}} = 233$	5800	5970
		$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ГC}} = 539$	3580	3900
6	Циклічна пошкоджуваність	$[P_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{pl}]$	0,4761	0,4348
7	Статична пошкоджуваність	$[P_{\text{ст}}] = \sum t_i / [t_{pl}]$	0,4654	0,4624
8	Сумарна пошкоджуваність	$[P_{\text{сум}}] = [P_{\text{ц}}] + [P_{\text{ст}}]$	0,9416	0,8972
9	Поточне напрацювання	$T, \text{год}$	286228	286228
10	Середнє число годин роботи в рік	$\tau_{\text{год}} = T/z$	6505	6505
11	Залишкове напрацювання	$G = 1 - [P'] / [P_p']$ , років	2,7	5,0
12	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	17766	32811
13	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	1457	1457
14	Циклічна пошкодж. (спрощена формула)	$[P_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} = \sum n_{\text{заг}} / [N_{\text{min}}]$	0,6071	0,5477
15	Сумарна пошкодж. (спрощена формула)	$[P_{\text{сум}}]_{\text{спрощ.}} = [P_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} + [P_{\text{ст}}]$	1,0725	1,0101
16	Індивід. залишковий ресурс (спрощ. формула)	$T'_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{річ}}, \text{год}$	вичерп.	вичерп.

Розрахункова оцінка індивідуального залишкового ресурсу показує позитивний вплив проточки термокомпенсаційних канавок передніх кінцевих ущільнень ротору СТ на всіх експлуатаційних режимах. Спостерігається одночасне зменшення темпів накопичення як циклічної так і статичної пошкоджуваності. Для ротору СТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської



ТЕС проточка каналок здатна покращити ресурсні показники майже на 85 % і збільшити залишковий ресурс зі значення  $T_{\text{зал}} = 17766$  год до  $T_{\text{зал}} = 32811$  год.

Виконання проточки термокомпенсаційних каналок має вагомий вплив на ресурсні показники діючого обертового устаткування і дозволяє значно скоротити затрати основних фондів на заміну старіючих роторів. Зрозуміле зменшення економічності турбоустановки через зміну конструкції ущільнень та збільшення зазорів може бути майже повністю нівельоване нарощенням вусиків сегментів ущільнень. Для більш значного покращення ресурсних показників високотемпературних роторів парових турбін варто розглядати сумісне застосування зміненої конструкції теплових каналок та подачу більш гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень.

#### **Висновки до розділу 4**

1. Дослідження теплового та напружено-деформованого стану високотемпературних елементів парових турбін різної потужності та типів показали, що одними з найбільш напружених елементів, як на номінальному так і на змінному режимі експлуатації, є передні кінцеві ущільнення циліндрів ВТ і СТ. Тому кінцеві ущільнення парових турбін часто стають визначальними областями при продовженні терміну експлуатації, що найбільше обмежують ресурсні показники обладнання. Вагомий внесок у збільшення значень інтенсивності напружень та загальне погіршення напружено-деформованого стану основних елементів парових турбін накладає відсутність чітких та обґрунтованих даних, щодо впливу температури пару, який подається до кінцевих ущільнень при різних типах пусків. В одних схемах пар подається з лінії холодного промперегріву  $t_{\text{пп}}^{\text{х}} = 220-250$  °С, в інших – з гарячої лінії  $t_{\text{пп}}^{\text{г}} = 500-540$  °С. Однак такі схеми несуть суттєвий вплив на динаміку прогріву основного металу парових турбін. Так, при пуску з гарячого стану, після нічного резервування обладнання, відбувається значне розхолодження більш гарячого металу і можливості швидкого пуску не реалізуються. Крім того, такий пуск супроводжується перевитратами палива.

2. Проведені числові дослідження показали, що при подачі ущільнюючого пару з холодної лінії промперегріву різниця температур між першою обоймою ущільнень та зоною паровпуску може досягати  $\Delta t = 76^\circ\text{C}$ . Така різниця температур призводить до збільшення градієнтів температур в усіх камерах ПКУ. Найбільші градієнти температур виникають протягом першої години пуску з гарячого стану в області першої камери ПКУ  $\text{grad } t_m = 980-1240 \text{ K/м}$ . Починаючи з моменту 3400 с градієнти температур значно зменшуються і наближаються з виходом на номінальний режим експлуатації до рівню в  $\text{grad } t_m = 207-711 \text{ K/м}$ .

3. Результатом високих градієнтів температур стає збільшення рівню інтенсивності напружень в області ПКУ корпусу ЦВТ в момент часу 2800 с на 56,4 % ( $\sigma_i = 323,3 \text{ МПа}$ ) в порівнянні з подачею гарячого ущільнюючого пару ( $\sigma_i = 141 \text{ МПа}$ ). Оцінка малоциклової втомлюваності показала, що при подачі холодного ущільнюючого пару під час пуску з гарячого стану, зоною, що найсильніше обмежує ресурсні показники по числу циклів є область другої камери ПКУ ( $\varepsilon_{a np} = 0,1505 \%$ ), а при пуску з холодного та неостиглого станів найбільші значення приведеної деформації встановлюються в зоні паровпуску.

4. Статична пошкоджуваність основного металу корпусу ЦВТ, накопичена по механізму довготривалої міцності складає  $[P_{\text{ст}}] = 48,5 \%$ . При застосуванні діючої схеми подачі ущільнюючого пару на ст. № 3 Курахівської ТЕС циклічна пошкоджуваність становить  $[P_{\text{ц}}] = 41,1 \%$ , при подачі гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень, циклічна пошкоджуваність зменшується до рівню  $[P_{\text{ц}}] = 35,1 \%$ , що пов'язане зі збільшенням допустимого числа пусків з гарячого та неостиглого стану металу. Таким чином індивідуальний залишковий ресурс корпусних елементів ЦВТ збільшується зі значення 33192 год до 56017 год (на 69 %).

5. Для ротору СТ зміна схеми подачі ущільнюючого пару дозволила зменшити рівень градієнтів температур в зоні ПКУ в 3-8 разів та, як наслідок, суттєво зменшити значення інтенсивності напружень через нерівномірність температурних полів на початкових етапах пуску ( $\sigma_i^X = 323,2 \text{ МПа}$ ,

$\sigma_i^T = 206$  МПа в момент часу  $\tau = 2800$  с). Результатом зменшення амплітуди інтенсивності напружень стає збільшення допустимого числа циклів пуску з гарячого стану в 1,8 разів, що, в свою чергу, дозволяє збільшити індивідуальний залишковий ресурс ротору СТ з  $T_{\text{зал}}^X = 17766$  год до  $T_{\text{зал}}^T = 41764$  год.

6. Подача більш гарячого ущільнюючого пару до передніх кінцевих ущільнень ЦВТ та ЦСТ є ефективним методом управління ресурсом високотемпературних елементів парових турбін, оскільки здатна в значній мірі уповільнити темпи накопичення пошкоджуваності основного металу по механізму малоциклової втомлюваності.

7. Проведені чисельні дослідження напружено-деформованого стану ротору СТ турбіни К-200-130-3 на різних режимах експлуатації показали, що найбільші інтенсивності напружень виникають в місцях складної геометричної форми та високих температур. Такими місцями є термокомпенсаційні канавки кінцевих та діафрагмових ущільнень, а також галтелі та радіусні переходи дисків ступенів. Досвід експлуатації на різних ТЕС показує, що саме в цих областях виникають пошкодження у вигляді тріщин та розтріскувань. Зазвичай глибина тріщин складає близько 1-3,5 мм та прямим чином залежить від частоти залучення паротурбінної установки до режиму маневрування та кількості пусків.

8. Виконання проточки термокомпенсаційних канавок має вагомий вплив на ресурсні показники діючого обертового устаткування і дозволяє значно скоротити затрати основних фондів на заміну старіючих роторів. Проточка теплових канавок дозволяє зменшити максимальну інтенсивність напружень за всіх експлуатаційних режимів в середньому на 9-32 % та збільшити допустиме число циклів пуску з різних теплових станів на 3-11 %. Для ротору СТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС проточка канавок здатна покращити ресурсні показники майже на 85 % і збільшити залишковий ресурс зі значення  $T_{\text{зал}} = 17766$  год до  $T_{\text{зал}} = 32811$  год.

9. Зрозуміле зменшення економічності турбоустановки через зміну конструкції ущільнень та збільшення зазорів може бути майже повністю нівельоване нарощенням вусиків сегментів ущільнень. Для більш значного покращення ресурсних показників високотемпературних роторів парових турбін варто розглядати сумісне застосування зміненої конструкції теплових канавок та подачу більш гарячого пару до передніх кінцевих ущільнень.

## РОЗДІЛ 5

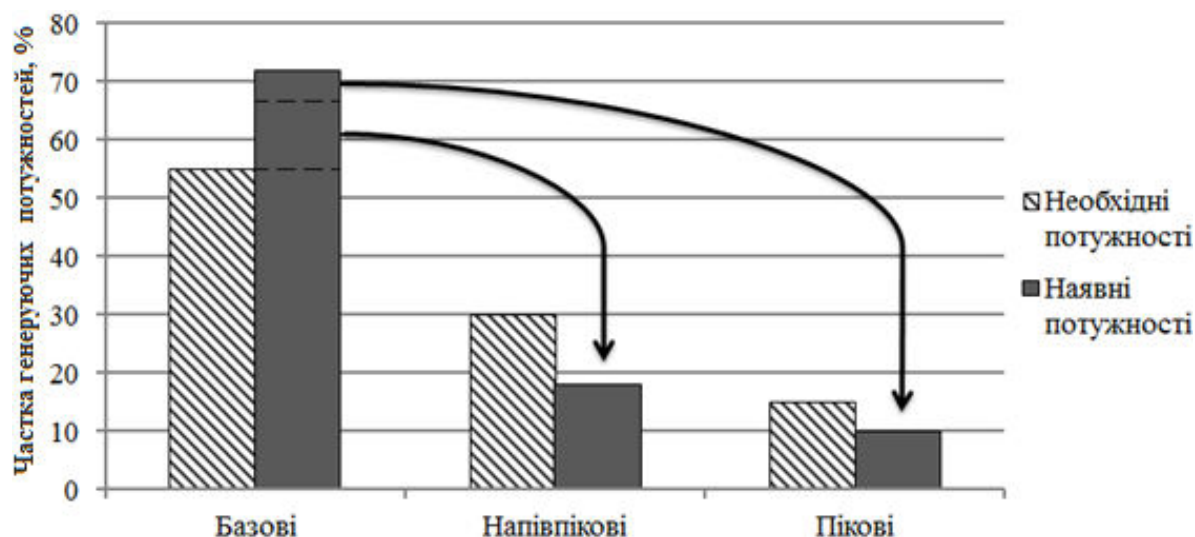
РЕЖИМНІ МЕТОДИ УПРАВЛІННЯ ЗАЛИШКОВИМ РЕСУРСОМ  
ТУРБІННОГО ОБЛАДНАННЯ В УМОВАХ МАНЕВРЕНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**5.1. Вплив маневрених режимів роботи ТЕС на надійність та техніко-економічні показники енергетичного обладнання**

Добове та річне споживання електричної та теплової енергії в Україні є нерівномірним. Ця обставина змушує виробників електроенергії змінювати свою потужність у відповідності з обсягами споживання, для чого треба забезпечити маневреність обладнання, тобто властивість до швидкої зміни потужності у широкому діапазоні від номінальної до технічно можливої мінімальної. Особливістю роботи електроенергетичної системи також є наявність провалів електричного навантаження у святкові дні та нічні години з наступним швидшим пуском та набором потужності. Необхідність виконання графіка змінного навантаження вступає у протиріччя з вимогами зберігання високої надійності та економічності обладнання.

З аналізу стану енергогенеруючого обладнання України (розділ 1.1) слід зазначити, що основна система генеруючих потужностей електроенергетики України складається з базових АЕС, ТЕС та великих ТЕЦ і характеризується гострим дефіцитом маневрених потужностей. Внаслідок цього для виконання перемінних навантажень використовуються енергоблоки, що спроектовані для роботи у базових режимах.

Вважається, що для забезпечення стабільної роботи електричних станцій в структурі генеруючих потужностей базові енергоблоки повинні складати 50-55 %, напівпікові енергоблоки – 30-35 %, а пікові енергоблоки – 15 % [128]. Енергоблоки ТЕС потужністю 100-150 МВт, які можуть ефективно використовуватись як маневрові напівпікові потужності, складають 18 % проти необхідних 30-35 %. Потужності ГЕС та ГАЕС, які можуть бути використані як високоманеврові пікові потужності становлять лише 10,1 % проти необхідних 15 %. Тому, поширеною практикою є використання в маневрових напівпікових режимах, окрім пиловугільних енергоблоків ТЕС потужністю 100 та 150 МВт,

пиловугільних блоків потужністю 200-300 МВт, які для цього не пристосовані (рис. 5.1). Вони проектувалися для роботи в базових режимах. З аналізу технічних рішень заводів виробників енергетичного обладнання та рішень проектних організацій по пускових схемах блоків від 150 до 300 МВт зрозуміло, що при проектуванні енергоблоків 200-300 МВт не ставилось задачі реалізації частих змінних режимів експлуатації.



**Рис. 5.1. Структура наявних та необхідних генеруючих потужностей  
ОЕС України**

Для проходження мінімальних навантажень за наявної структури генеруючих потужностей в ОЕС України використовується зниження навантаження ТЕС і ТЕЦ України. Третину зменшення навантаження покривають ГЕС, інше – вугільні ТЕС з вимушеною зупинкою на ніч на 4-8 год 9-16 енергоблоків. Такі непроекtnі зупинки і пуски обладнання ТЕС України прискорюють його зношення, підвищують аварійність блоків і супроводжуються понад нормативними витратами палива. Наприклад, на пуск одного енергоблоку потужністю 300 МВт, витрачається 70 т мазуту, а середні перевитрати палива сягають 10-30 % на 1 кВт·год виробленої електроенергії [50].

Слід також враховувати, що енергоблоки України потужністю 200-300 МВт було введено в 60-70-х роках ХХ століття і на теперішній час вони практично всі відпрацювали свій парковий ресурс, який складає 150-220 тис.

годин, і нормативну кількість пусків у 400-800 [54]. Як наслідок, аналіз сумарних характеристик роботи пиловугільних енергоблоків ТЕС України свідчить про низький коефіцієнт використання встановленої потужності порівняно зі світовими показниками.

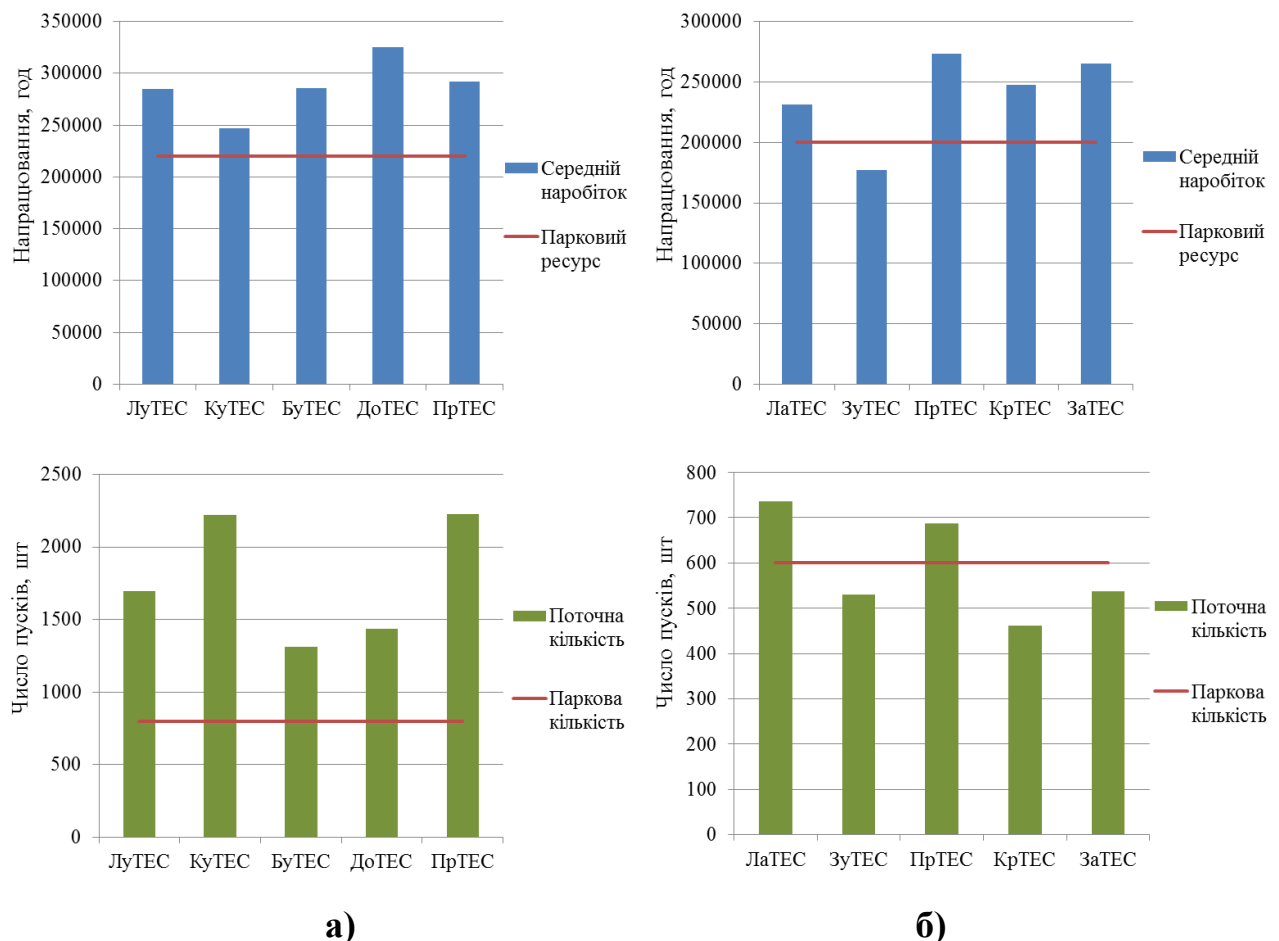
Маневрений режим роботи (пуск – зупинка) суттєво впливає на роботу корпусів котлів та турбін, які є одним з найбільш аварійно небезпечних елементів ТЕС. Так, наприклад, для Криворізької ТЕС ПАТ «ДТЕК Дніпроенерго» за 2014 рік кількість пусків склала 149, що для енергоблоків надкритичного тиску недопустимо виходячи з наявності в них товстостінних елементів та особливостей їх прогріву на не розрахункових режимах роботи. На Ладизинській ТЕС за 8 місяців 2015 року кількість пусків досягла 18 для енергоблоку № 6 і при загальному напрацюванні більше 230 тис. год (парковий ресурс 200 тис. год) та кількості пусків 2016 (допустима кількість пусків 600), це дає підстави стверджувати про недопустимість роботи блоку в маневреному режимі та необхідність проведення спеціальної оцінки можливості продовження терміну експлуатації у базовому режимі.

#### **5.1.1. Надійність та аварійність енергоустаткування ТЕС при роботі маневрених режимах експлуатації**

Регулювання частоти електричного струму в енергосистемі за 8 місяців 2015 року було покладено на Курахівську (564 пуски), Добротворську (168 пусків), Ладизинську (154 пуски), Бурштинську (130 пусків) та Запорізьку ТЕС (60 пусків). При цьому необхідно відзначити, що енергоблоки вищевказаних ТЕС вичерпали паркові показники (рис. 5.2) на 13-19 % по показнику напрацювання та на 14-177 % по показнику допустима кількість пусків згідно нормативних документів Мінпаливенерго України «Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій» [54].

З приводу збільшення за останні роки (2012-2015 рр.) аварійних відключень слід зазначити, що станом на 1.09.2015 року з 57 енергоблоків ТЕС

ПАТ «ДТЕК Енерго» на 28 блоках має місце перевищення термінів періодичності проведення капітальних ремонтів: від 1 до 3 років на 8 енергоблоках, від 4 до 9 років на 15 енергоблоках та більше 10 років на 5 енергоблоках. Іншими словами, біля 50% енергетичного обладнання працює без нормативного подовження термінів експлуатації. Невиконання вимог щодо періодичності капітальних ремонтів, заміни у нормативних обсягах елементів основного та допоміжного обладнання, неможливість неруйнівного обстеження стану енергетичного обладнання та оцінки можливості подовження експлуатації може призвести до накопичення фізичного зношування та виходу устаткування з роботи з непередбачуваними наслідками [37, 109, 111].



**Рис. 5.2. Середнє напрацювання та кількість пусків енергоблоків потужністю 200 МВт (а) та 300 МВт (б) ТЕС ПАТ «ДТЕК Енерго»**

При цьому згідно нормативних документів Міністерства енергетики та вугільної промисловості України подовження терміну експлуатації неможливо



без проведення неруйнівного контролю енергетичного обладнання, який повинен відбуватися у капітальному ремонті та особливо стосується елементів, що вичерпали парковий ресурс по двох показниках – загальне напрацювання та загальна кількість пусків за весь період експлуатації.

Звичайно зрозумілі труднощі, що склалися в енергетичній галузі України та пов'язані з об'єктивними причинами: дефіцит потужностей в ОЕС України, дефіцит вугілля марки АШ та потреба у енергоблоках газової групи. Але з огляду на наявний стан енергетичного обладнання особливо слід зазначити про значну обмеженість роботи енергоблоків ТЕС у маневрених режимах.

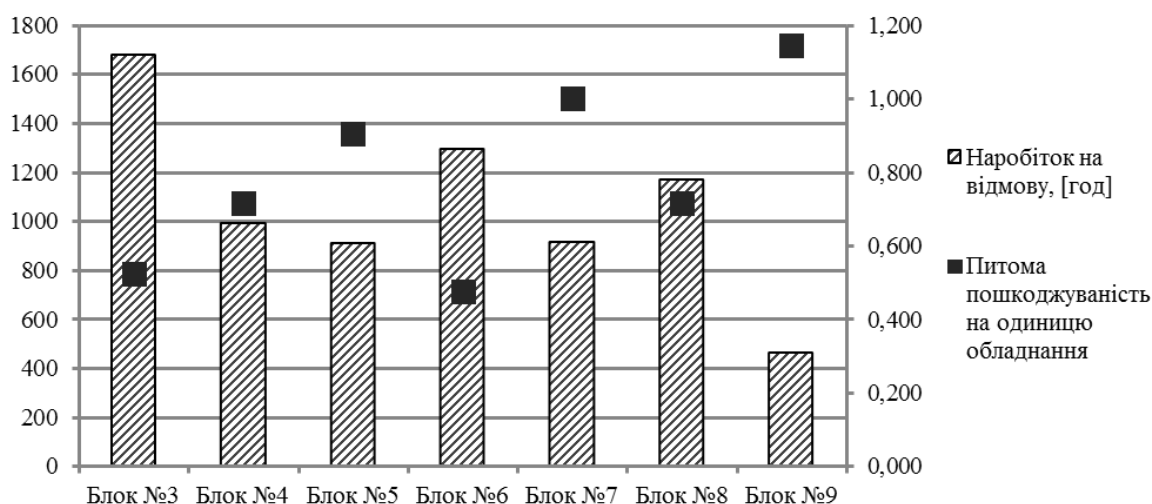
Аналіз впливу роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі надійності та аварійності енергетичного обладнання проведено згідно галузевого нормативного документу ГНД 34.09.453–2003 «Розрахунок показників надійності для електростанцій, теплових мереж та енергокомпаній» [59]. Визначено середній наробіток на відмову за період з 2012 до 2014 років  $T_{\text{сер}}^{\text{відм}}$ , питомі показники пошкоджуваності: кількість відмов на одиницю устаткування  $K_n^y$ , кількість відмов на 1000 кВт·год виробленої електричної енергії  $K_n^{\text{ел}}$  та кількість відмов на 1 Гкал виробленої теплової енергії  $K_n^{\text{тепл}}$ . Приклад розрахованих показників надійності для Курахівської ТЕС наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

#### Питомі показники пошкоджуваності для Курахівської ТЕС

КуТЕС	Кількість відмов			Наробіток на відмову, [год.]	Питома пошкоджуваність		
	2012 р.	2013 р.	2014 р.		На одиницю обладнання	На 1 кВт*год	На 1 Гкал
Блок №3	3	3	5	1 680	0,524	$6,11 \cdot 10^{-4}$	$2,67 \cdot 10^{-5}$
Блок №4	7	4	4	993	0,714	$6,11 \cdot 10^{-4}$	$2,67 \cdot 10^{-5}$
Блок №5	4	7	8	911	0,905	$1,15 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-5}$
Блок №6	0	5	5	1 294	0,476	$7,64 \cdot 10^{-4}$	$3,34 \cdot 10^{-5}$
Блок №7	8	6	7	915	1	$9,93 \cdot 10^{-4}$	$4,34 \cdot 10^{-5}$
Блок №8	5	3	7	1 169	0,714	$7,64 \cdot 10^{-4}$	$3,34 \cdot 10^{-5}$
Блок №9	8	9	7	466	1,143	$1,22 \cdot 10^{-3}$	$4,34 \cdot 10^{-5}$

Середній наробіток на відмову  $T_{\text{сер}}^{\text{відм}}$  за період з 2012 до 2014 років для більшості блоків не перевищує 1000 год, що свідчить про значну кількість відмов та низьку надійність роботи блоків. Кількість відмов на одиницю устаткування  $K_n^y$  для Курахівської ТЕС складає від 0,476 до 1,14, кількість відмов на 1000 кВт·год виробленої електричної енергії  $K_n^{\text{ел}}$  складає від 0,0006 до 0,0012 (рис. 5.3).



**Рис. 5.3. Діаграма розподілення наробітку на відмову та питомої пошкоджуваності на одиницю обладнання для КуТЕС**

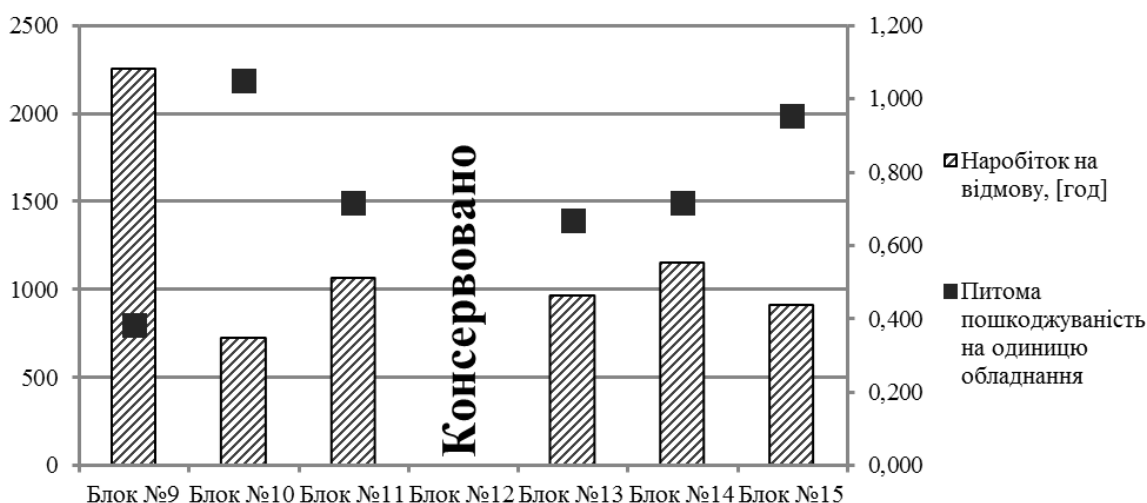
Енергоблоки Луганської ТЕС були введені в експлуатацію в 1962-1968 рр. Однак, не зважаючи на велике напрацювання цих блоків, показники аварійності та питомі показники пошкоджуваності (рис. 2) знаходяться на одному рівні з більш «молодою» Курахівською ТЕС (блоки введені в 1972-1975 рр.). Порівнюючи блоки № 9 КуТЕС та № 9 ЛуТЕС можна відзначити, що блок № 9 ЛуТЕС з напрацювання 322 тис. год має наробіток на відмову, що в 5 разів перевищує показник блоку № 9 КуТЕС (напрацювання 239 тис. год.). Це пояснюється фактом того, що за період, що розглядається, блок КуТЕС пускався 232 рази, а блок ЛуТЕС – 145 разів. Цей факт підтверджує високу чутливість показників аварійності до режиму експлуатації. В цілому, кількість відмов на одиницю устаткування  $K_n^y$  для Луганської ТЕС знаходиться в діапазоні від 0,381 до 1,05 (рис. 5.4), кількість відмов на 1000 кВт·год виробленої електричної енергії  $K_n^{\text{ел}}$  складає від 0,0005 до 0,0015

(табл. 5.2). Аналогічні дані отримано і для решти теплових електростанцій з енергоблоками потужністю 200-300 МВт ТОВ «ДТЕК Енерго».

Таблиця 5.2

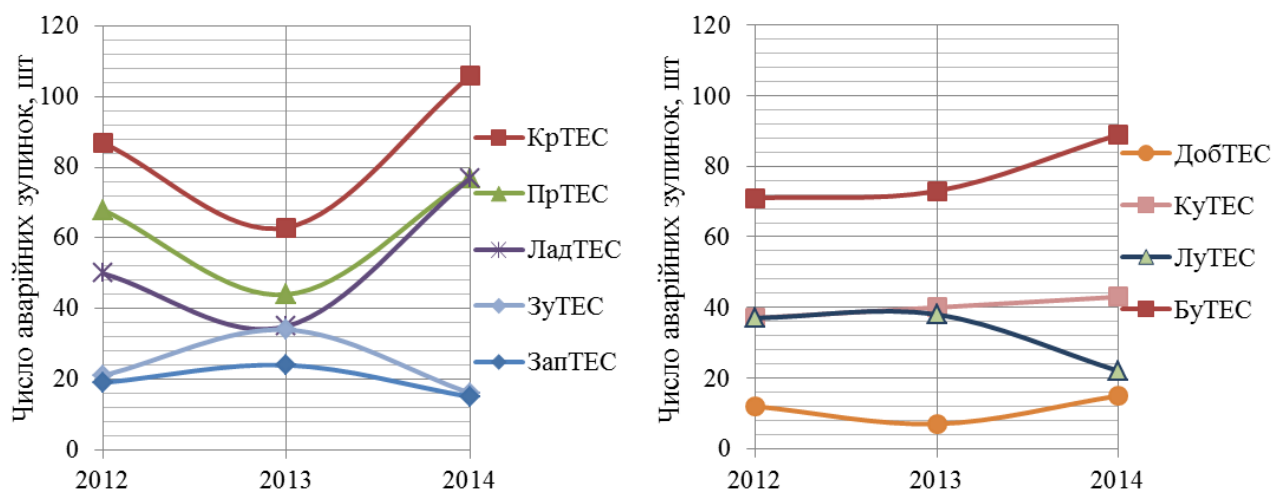
### Питомі показники пошкоджуваності Луганської ТЕС

ЛуТЕС	Кількість відмов			Наробіток на відмову, [год.]	Питома пошкоджуваність		
	2012 р.	2013 р.	2014 р.		На одиницю обладнання	На 1 кВт*год	На 1 Гкал
Блок №9	3	4	1	2 253	0,381	$4,91 \cdot 10^{-4}$	$4,53 \cdot 10^{-5}$
Блок №10	3	15	4	726	1,05	$1,87 \cdot 10^{-3}$	$1,72 \cdot 10^{-4}$
Блок №11	10	3	2	1 064	0,714	$4,91 \cdot 10^{-4}$	$4,53 \cdot 10^{-5}$
Блок №13	7	0	7	963	0,667	$6,88 \cdot 10^{-4}$	$6,35 \cdot 10^{-5}$
Блок №14	7	4	4	1 151	0,714	$7,86 \cdot 10^{-4}$	$7,25 \cdot 10^{-5}$
Блок №15	5	12	3	913	0,952	$1,47 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-4}$

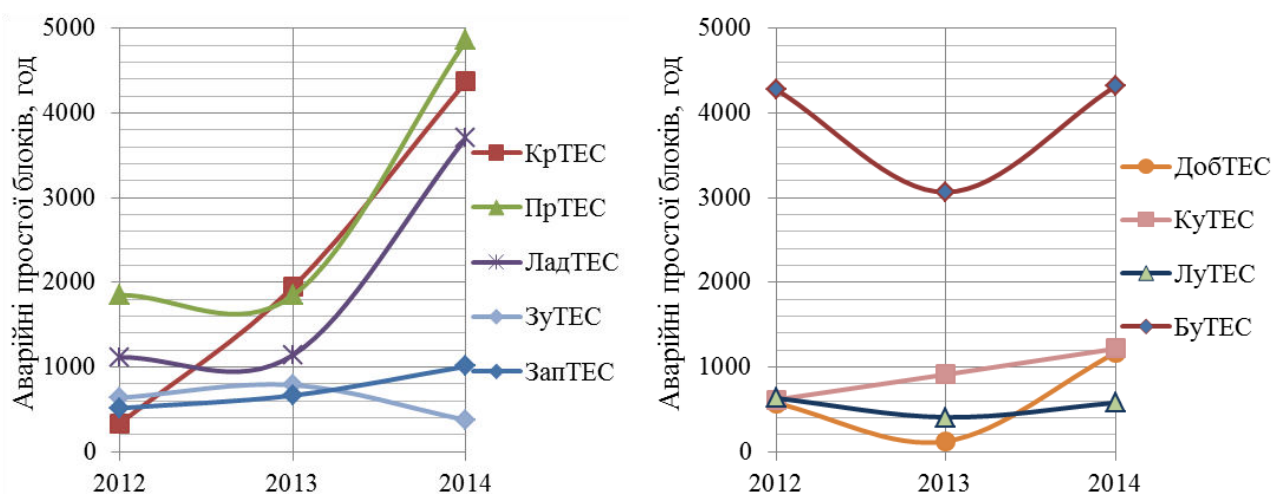


**Рис. 5.4. Діаграма розподілення наробітку на відмову та питомої пошкоджуваності на одиницю обладнання для ЛуТЕС**

У відношенні числа аварійних зупинок та годин в аварійних ремонтах (рис. 5.5, 5.6) спостерігається значне підвищення аварійності на Криворізькій (від 63 до 106 технологічних порушень на рік) та Придніпровській ТЕС (від 44 до 77 відмов на рік). Для більшості ТЕС спостерігається значне зменшення аварійності у 2013 р. Ця обставина пояснюється обмеженням числа змінних режимів цього року на 10-17 % по відношенню до 2012 р.



**Рис. 5.5. Кількість аварійних зупинок на ТЕС «ДТЕК Енерго»**



**Рис. 5.6. Число годин простою в аварійних ремонтах на ТЕС**

### 5.1.2. Вплив маневреної експлуатації ТЕС на техніко-економічні показники ефективності роботи обладнання

Сумарні характеристики роботи пилувугільних енергоблоків ТЕС України свідчать про низький коефіцієнт використання встановленої потужності порівняно зі світовими показниками, що складають близько 90 %.

Середній ККД енергоблоків становить близько 31 %, витрати умовного палива на ТЕС складають 363-448 г.у.п. на 1 кВт виробленої електроенергії. Величини ККД (нетто) пилувугільних котлів знаходяться в діапазоні 75-86 %. Коефіцієнти готовності встановленої потужності для більшості пилувугільних блоків низькі, тільки в 13 енергоблоків з 89 (у 15 %) вони були більше 90 %.

Середній коефіцієнт використання встановленої потужності пиловугільних енергоблоків – 40 %.

При оцінці впливу маневрених режимів на техніко-економічні та ресурсні (розділ 5.2) показники роботи ТЕС досліджено режим експлуатації, що відповідає щоденному пуску обладнання з гарячого стану для покриття ранкового та вечірнього піку з подальшою зупинкою для нічного простою. Такий режим можна розглядати, як потенційно найважчий спосіб маневреної експлуатації обладнання.

За базу для порівняння обрано номінальний режим роботи та розрахунок роботи електростанції на часткових режимах (60 %, 80 % і 100 %) енергоблоків 200 МВт Старобешівської ТЕС та енергоблоків 300 МВт Запорізької та Трипільської ТЕС. Побудовані апроксимаційні залежності витрати електроенергії на власні потреби та питомої витрати умовного палива в залежності від відносної потужності ( $N_e/N_{e\text{ ном}}$ ) турбіни К-200-130. Потім при аналізі маневрених режимів енергоблоків 200 МВт та 300 МВт приймалися дані для вищезазначених ТЕС в якості бази для визначення відносної зміни питомих техніко-економічних показників роботи. Відносна витрата електроенергії на власні потреби:

$$\overline{E_{\text{в.п.}}} = E_{\text{в.п.}}(N_i)/E_{\text{в.п.}}(N_{\text{ном}}) \quad (5.1)$$

де  $E_{\text{в.п.}}(N_i)$  – витрата електричної енергії на власні потреби при частковому навантаженні блоку  $N_i$ ,  $E_{\text{в.п.}}(N_{\text{ном}})$  – витрата електричної енергії на власні потреби при номінальній потужності турбіни  $N_{\text{ном}}$ .

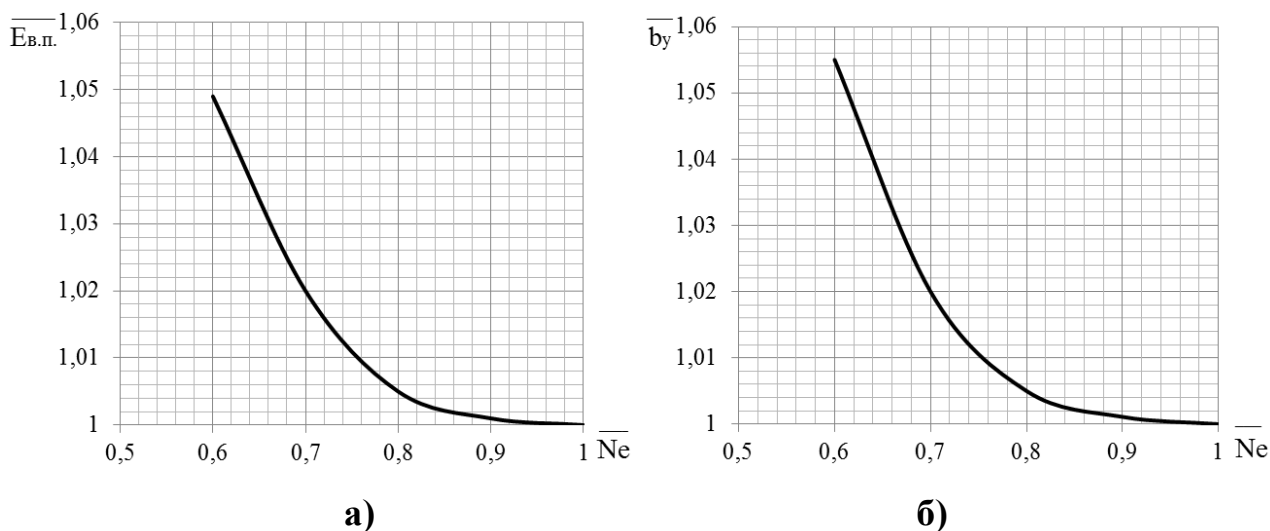
Відносна питома витрата умовного палива на виробку електроенергії:

$$\overline{b_y} = b_y(N_i)/b_y(N_{\text{ном}}) \quad (5.2)$$

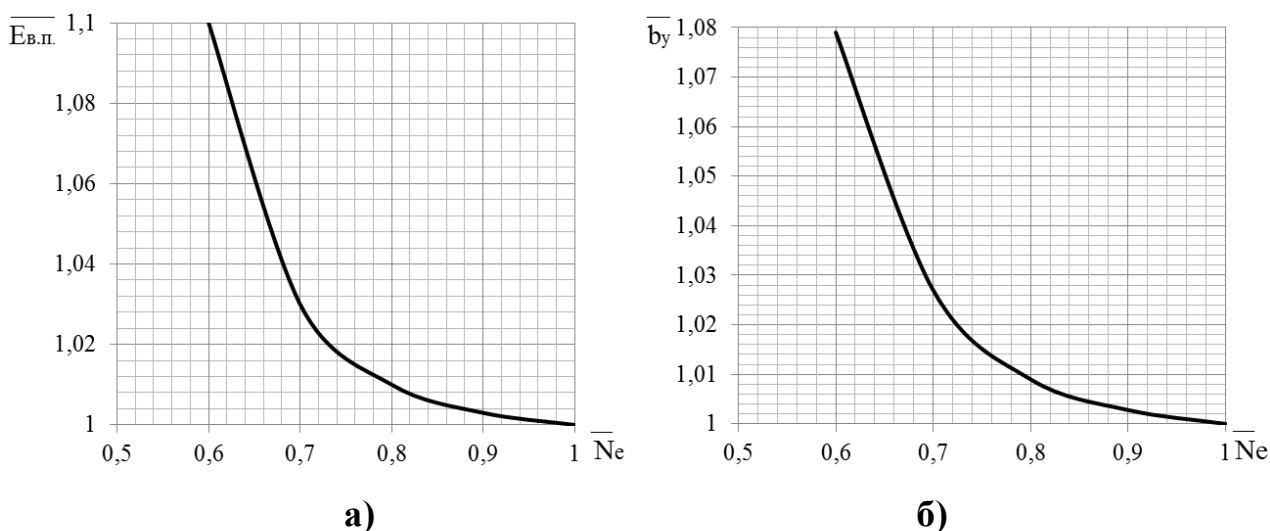
де  $b_y(N_i)$  – питома витрата умовного палива на виробку електроенергії при частковому навантаженні блоку  $N_i$ ,  $b_y(N_{\text{ном}})$  – питома витрата умовного палива на виробку електроенергії при номінальній потужності  $N_{\text{ном}}$ .

Побудовані залежності відносної витрати електроенергії на власні потреби та питомої витрати умовного палива представлені на рис. 5.7 та 5.8.

Для оцінки впливу роботи енергоблоків пилувугільних ТЕС потужністю 200 та 300 МВт в маневрених режимах проаналізовано дані щодо техніко-економічних показників роботи на період з 2011 до 2015 року (дані ПАТ «ДТЕК Енерго»). Також прогнозовано ці ж показники у 2016 році при експлуатації обладнання у режимі щоденного пуску-зупинки з врахуванням пускових втрат, як найбільш тяжкий режим роботи.

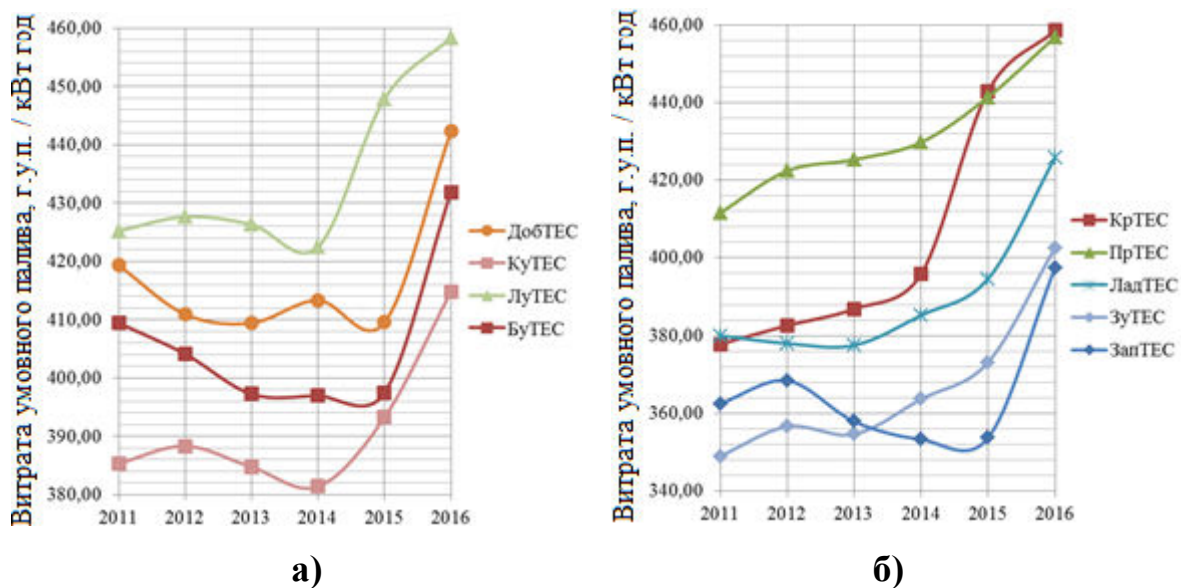


**Рис. 5.7. Залежність відносної витрати енергії на власні потреби (а) та питомої витрати умовного палива (б) від відносної потужності  $N_e/N_{e \text{ ном}}$  для енергоблоків потужністю 200 МВт**

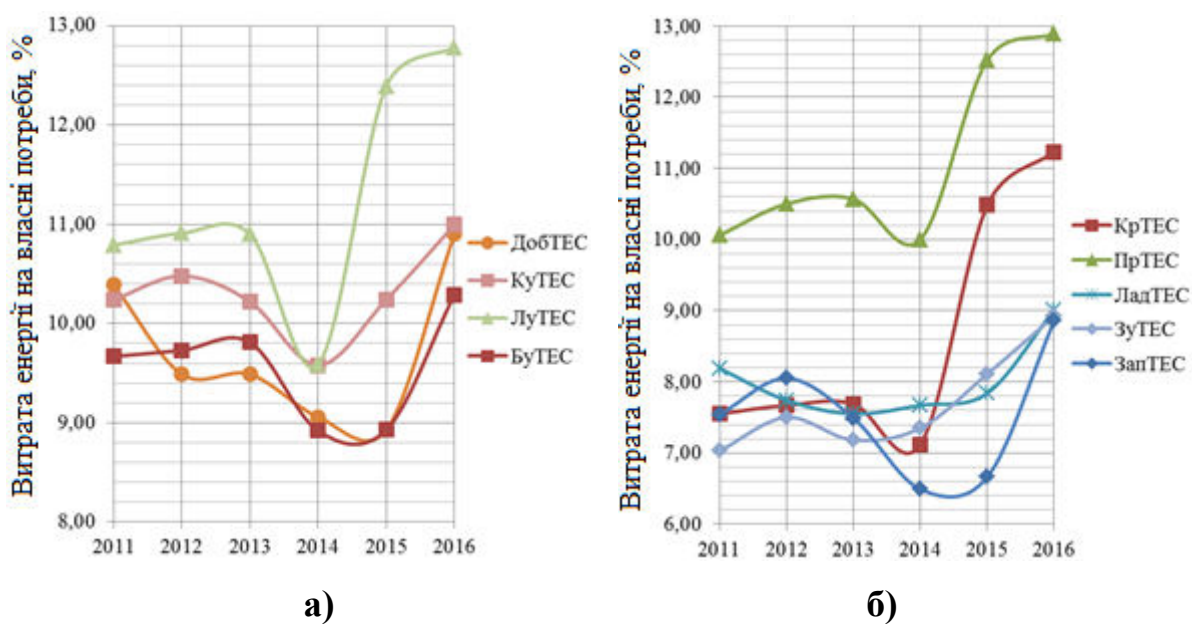


**Рис. 5.8. Залежність відносної витрати енергії на власні потреби (а) та питомої витрати умовного палива (б) від відносної потужності  $N_e/N_{e \text{ ном}}$  для енергоблоків потужністю 300 МВт**

Розрахунки питомої витрати умовного палива та витрати електроенергії на власні потреби показали, що питомі техніко-економічні показники суттєво збільшуються у разі змінного навантаження щоденного пуску-зупинки (рис. 5.9, 5.10). На графіках представлено осереднені поточні дані на період з 2011 до 2015 року, та прогнозовані на 2016 рік техніко-економічні показники в режимі експлуатації блоків при щоденному пуску-зупинці.



**Рис. 5.9. Середньостанційна питома витрата умовного палива на ТЕС з блоками 200 МВт (а) та 300 МВт (б)**



**Рис. 5.10. Середньостанційна витрата електроенергії на власні потреби для ТЕС з блоками 200 МВт (а) та 300 МВт (б)**

Так, для енергоблоків потужністю 200 МВт середньостанційне значення питомої витрати умовного палива становить від 414,7 до 458,3 г.у.п./кВт·год та від 397,5 до 458,6 г.у.п./кВт·год для ТЕС з блоками 300 МВт. Значення витрати енергії на власні потреби складають від 10,3 до 12,8 % для ТЕС з енергоблоками 200 МВт та 8,9-12,9 % – для енергоблоків потужністю 300 МВт. Отримані дані свідчать про не пристосованість енергоблоків 200-300 МВт до роботи у режимі щоденного пуску-зупинки.

Крім того, слід відзначити, що вказані питомі показники погіршилися у 2015 році у порівнянні з 2014 роком на 3-12 %, що більш за все пов'язано зі збільшенням частки роботи енергоблоків у режимах регулювання частоти енергосистеми України.

## **5.2. Ресурсні показники роботи турбінного обладнання при експлуатації в режимі щоденного пуску-зупинки**

Станом на 01.10.2015 року з 57 блоків ТЕС України ТОВ «ДТЕК Енерго» 4 енергоблоки відпрацювали розрахунковий ресурс 100 тис. год.; 38 енергоблоків перевищили парковий ресурс 200-220 тис. год., 15 енергоблоків перевищили подовжений індивідуальний ресурс 300 тис. год. Для подовження терміну їх експлуатації необхідно проводити комплексне дослідження з оцінки залишкового ресурсу. Експертний висновок про подовження терміну експлуатації понад парковий ресурс для кожного енергоблоку необхідно приймати експертній комісії у складі представників підприємств, що генерують електричну енергію, спеціалізованих організацій та органів державного нагляду. До участі в регулюванні частоти електричного струму в енергосистемі можуть залучатися 4 енергоблоки без суттєвих зауважень, але з повним розумінням того, що індивідуальний ресурс цих блоків може знизитися у рази.

При аналізі впливу режиму щоденних пусків – зупинок на швидкість вичерпання ресурсу високотемпературних вузлів та деталей використані дані по кількості пусків з різних теплових станів (ГС, НС-2, НС-1, ХС). Повна статистика пусків енергетичного обладнання наявна не для всіх енергоблоків



ТЕС ТОВ «ДТЕК Енерго», тому розрахункове число пусків визначалось згідно відсотковому співвідношенню різних типів пусків за період експлуатації по якому вони були наявні.

Так, для Курахівської ТЕС точне розподілення різних типів пусків відоме за період з 01.02.1993 р. до 01.02.2006 р. За цей період, кількість пусків блоку № 5 з різних теплових станів склало: 366 пусків після 6-10 годин простою, 60 пусків після 15-20 годин простою, 59 пусків після 30-35 годин простою та 64 пуску після 50-60 годин простою.

При цьому пуски після 6-10 годин простою прирівнювалося до пусків з гарячого стану ГС, пуски після 15-20 і 30-35 годин простою названі пусками з неостиглого стану НС-2 та НС-1 відповідно, а пуски після 50-60 годин простою прирівнювалися до пусків з холодного стану ХС. Для турбоагрегату № 3 КуТЕС відомі дані для 439 пусків, що становить 42% від їхньої загальної кількості. Використовуючи наявні дані, решту пусків було згруповано за видами, близькими до ГС (383 пуски, 37 %), НС (166 пусків, 16 %) і ХС (487 пусків, 47 %). Аналогічні дані розраховано по всім іншим блокам ТЕС ТОВ «ДТЕК Енерго».

Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану високотемпературного обладнання К-200-130 проведені для найбільш характерних в практиці експлуатації ТЕС режимів роботи. Температура пари і тиск, а також електричні навантаження взяті з діаграм, наданих цехом наладки КуТЕС і приблизно відповідають обраним режимам. Графіки зазначених пусків взяті окремо для циліндрів високого та середнього тиску (ЦВТ і ЦСТ).

Одним з найбільш відповідальних етапів при розрахунку довговічності деталей проектного енергетичного обладнання, що працює в умовах численних перехідних режимів, є вибір коефіцієнтів запасу. Розрахункова оцінка довготривалої міцності та пошкоджуваності високотемпературних деталей парових турбін К-200-130-3 ст. № 3-9 КуТЕС свідчить про те, що окремі високотемпературні елементи наближаються до вичерпання індивідуального ресурсу. При цьому, прийнятий запас по кількості циклів  $n_N = 5$

та по деформаціях  $n_\varepsilon = 1,5$  для РСТ енергоблоків ст. № 4, 5, 6 встановлюють допустиму кількість циклів до появи тріщини  $[N_d]_{\min}$  на рівні 1000-1400, а для корпусів ЦВТ і ЦСТ допустима кількість циклів до появи тріщини  $[N_d]_{\min}$  обмежена діапазоном 1800-2000. У тих випадках, коли за результатами розрахункової оцінки циклічної міцності елемента турбіни прийняті завищені запаси міцності, може бути проведена оцінка запасів міцності за результатами випробувань металу високотемпературних елементів. Результати експериментального дослідження малоциклової втомлюваності металу ротора і корпусу парової турбіни К-200-130, що відпрацювали свій парковий ресурс 220000 годин [34], дозволили задати в розрахунках коефіцієнти запасу міцності по числу циклів на рівні  $n_N = 3$  і коефіцієнти запасу по приведеній деформації на рівні  $n_\varepsilon = 1,25$  [2].

Дані за період з 2012 по 2015 роки по блокам КуТЕС (напрацювання, загальна кількість пусків, дата вводу в експлуатацію та ін.) приведені в табл. 5.3. Розрахунки сумарної прогнозованої та наявної пошкоджуваності (статичної, циклічної), залишкового ресурсу при нормальній експлуатації, швидкості вичерпання ресурсу при нормальній експлуатації та цих же показників за рік при щодобовому пуску-зупинці також наведені в табл. 5.3.

Швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску-зупинці для турбін КуТЕС збільшуються в 3-7 разів у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових режимах роботи, що призводить до вичерпання ресурсу (табл. 5.3). Прогнозована пошкоджуваність блоків КуТЕС, що розрахована згідно рекомендацій [54-58], також наближається до максимальної (рис. 5.11-5.12).

Аналізуючи отримані дані, можна зазначити, що прогнозована пошкоджуваність блока № 3 КуТЕС, при нормальній експлуатації становить 0,942, при чому статична прогнозована пошкоджуваність на стаціонарних режимах складає 0,465, а циклічна прогнозована пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 0,476. Якщо розглядати 2016 рік, як роботу у маневреному режимі щодобового пуску-зупинки, то прогнозована річна пошкоджуваність на

пускових режимах дорівнює 1,044 та перевищує допустиму пошкоджуваність 1,0, тобто енергоблок не може далі експлуатуватися.

Таблиця 5.3

## Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс для турбін КуТЕС

Курахівська ТЕС		Блок № 3	Блок № 4	Блок № 5	Блок № 6	Блок № 7	Блок № 8	Блок № 9
Рік введення блоку в експлуатацію		1972	1973	1973	1973	1974	1974	1975
Напрацювання блоку на 01.10.15		279723	254623	239615	234531	247278	244695	239208
Кількість пусків блоку на 01.10.15		1424	2352	2862	2655	2186	2381	1691
Пошкодж. за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,465	0,424	0,399	0,163	0,412	0,180	0,155
	циклічна	0,476	0,533	0,576	0,160	0,544	0,172	0,143
	сумарна	0,942	0,957	0,975	0,323	0,956	0,352	0,298
Пошкодж. за 1 рік при щодобовому пуску-зупинці	циклічна	0,102	0,122	0,060	0,159	0,122	0,143	0,130
	сумарна	1,044	1,079	1,035	0,482	1,077	0,495	0,428
Швидкість вичерпання ресурсу, %/рік	Норм. експлуат.	2,19	2,28	2,32	1,84	2,33	1,94	1,91
	Щодобовий пуск-зупин	10,20	12,17	5,98	15,87	12,17	14,29	13,04
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуат.	17766	11388	6044	205412	11430	199123	219552
	Щодобовий пуск-зупин	3816	2133	2346	23815	2190	27068	32222

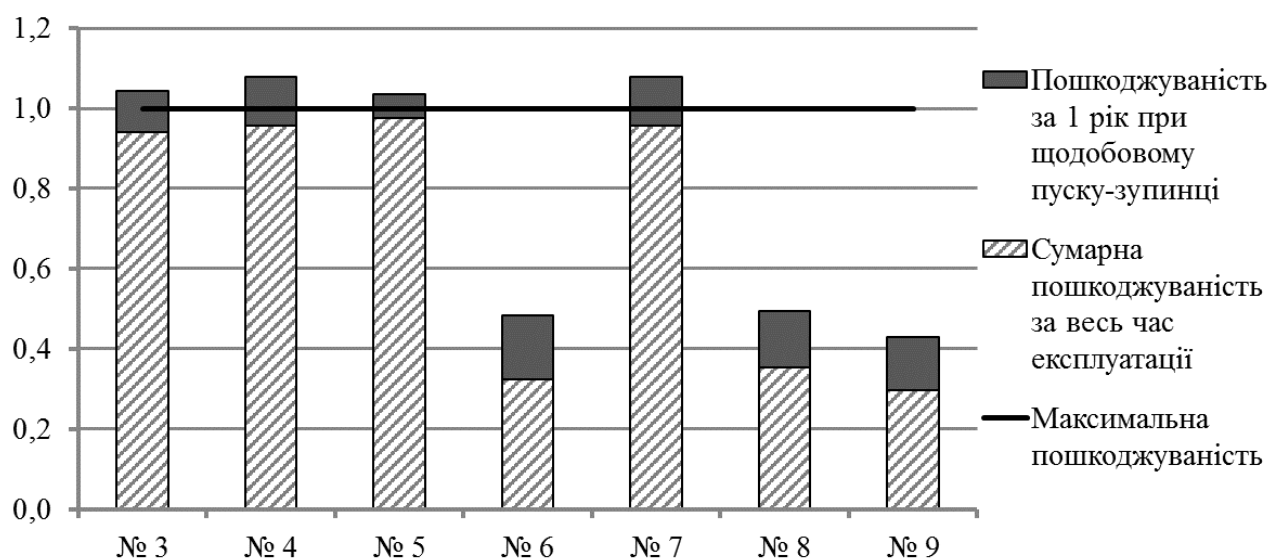
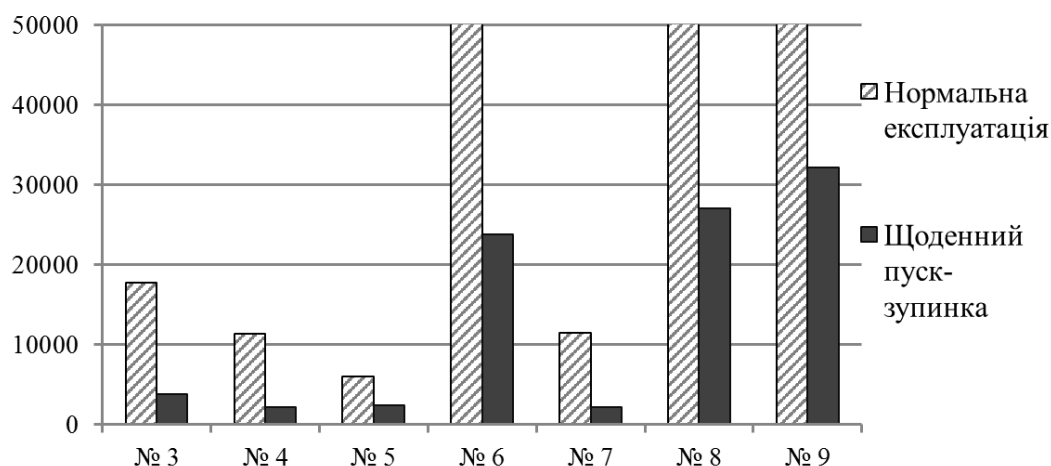


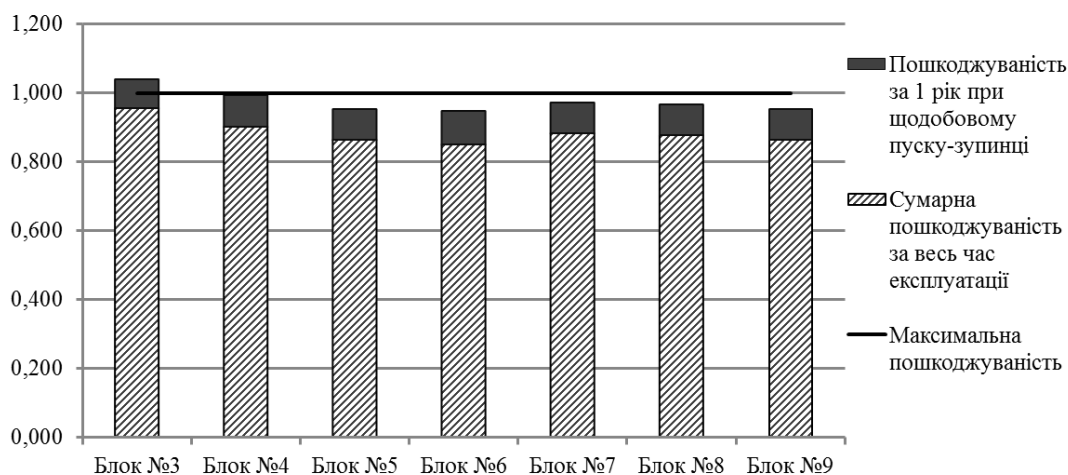
Рис. 5.11. Діаграма прогнозованої пошкоджуваності турбін КуТЕС



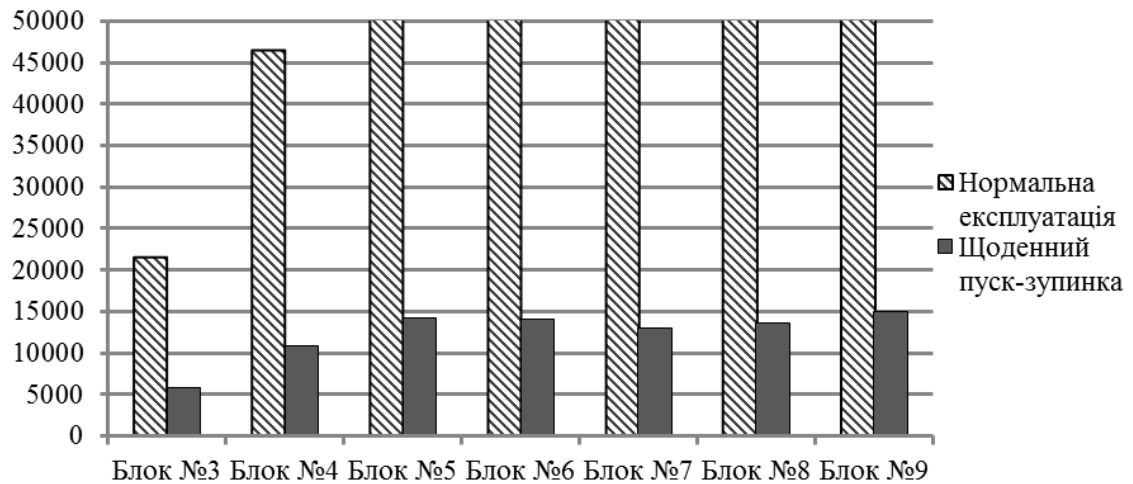
**Рис. 5.12. Прогнозований залишковий ресурс турбін КуТЕС**

Швидкість вичерпання ресурсу турбін КуТЕС при роботі у режимі нормальної експлуатації лежить у задовільному діапазоні і складає близько 1,84-2,33 %/рік, однак при експлуатації цих турбін у маневреному режимі щодобового пуску-зупинки, швидкість їх зношення зростає в 3-8 разів і становить 5,98-15,87 %/рік.

Відповідні розрахунки були виконані і для котельного обладнання ТЕС ТОВ «ДТЕК Енерго». З отриманих даних можна зазначити, що як і для турбін, режим щодобового пуску-зупинки є не бажаним для котлів Кураховської ТЕС, оскільки прискорює фізичне старіння обладнання в 4-5 разів: 8,3-9,66 %/рік (табл. 5.4). Виходячи з поточних даних, якщо спланувати застосування блоків КуТЕС в маневровому режимі на 2016 рік, то лише за один рік 4 котли з 7 майже повністю вичерпають свій залишковий ресурс (рис. 5.13-5.14).



**Рис. 5.13. Діаграма прогнозованої пошкоджуваності котлів КуТЕС**



**Рис. 5.14. Прогнозований залишковий ресурс котлів КуТЕС**

**Таблиця 5.4**

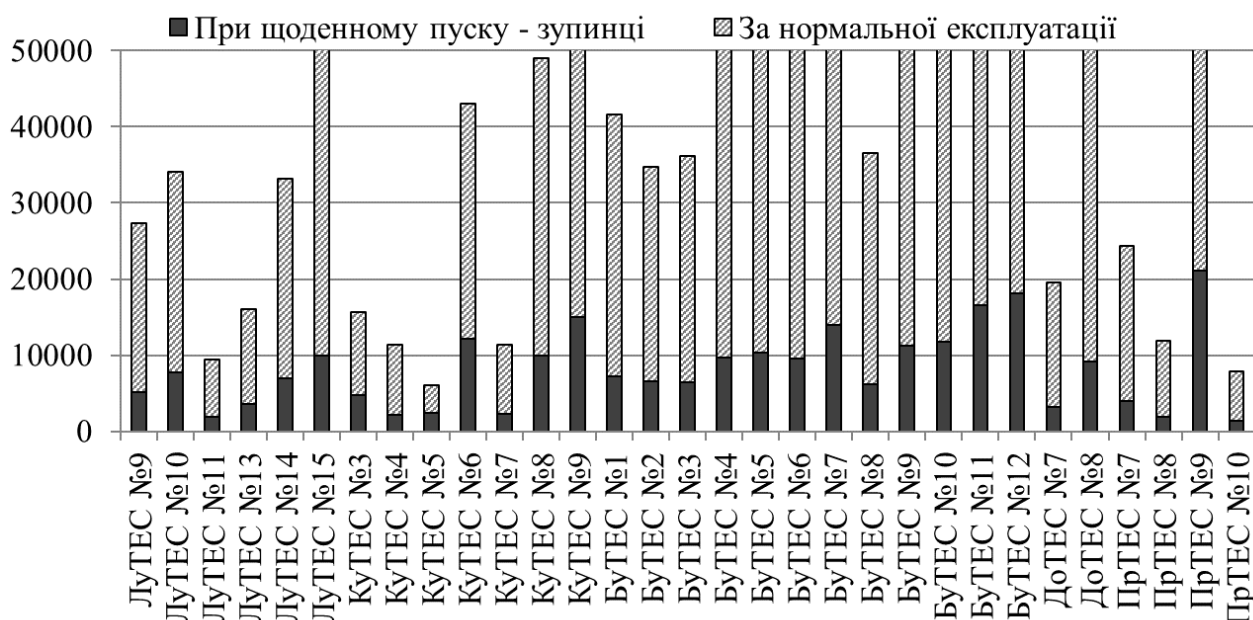
**Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс для котлів КуТЕС**

Курахівська ТЕС		Блок № 3	Блок № 4	Блок № 5	Блок № 6	Блок № 7	Блок № 8	Блок № 9
Рік введення блоку в експлуатацію		1972	1973	1973	1973	1974	1974	1975
Напрацювання блоку на 01.10.15		279723	254623	239615	234531	247278	244695	239208
Кількість пусків блоку на 01.10.15		1424	2352	2862	2655	2186	2381	1691
Пошкодж. за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,400	0,364	0,342	0,335	0,353	0,350	0,342
	циклічна	0,557	0,538	0,524	0,517	0,530	0,528	0,522
	сумарна	0,957	0,902	0,866	0,852	0,883	0,878	0,864
Пошкодж. за 1 рік при щодобовому пуску-зупинці	циклічна	0,083	0,092	0,089	0,097	0,090	0,089	0,089
	сумарна	1,040	0,994	0,955	0,949	0,973	0,967	0,954
Швидкість вичерпання ресурсу, %/рік	Норм. експлуат.	2,22	2,15	2,06	2,03	2,15	2,14	2,16
	Щодобовий пуск-зупин	8,30	9,24	8,9	9,66	9,01	8,90	8,95
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуат.	21746	46592	61235	66938	54553	56685	62178
	Щодобовий пуск-зупин	5832	10824	14185	14068	13038	13630	15016

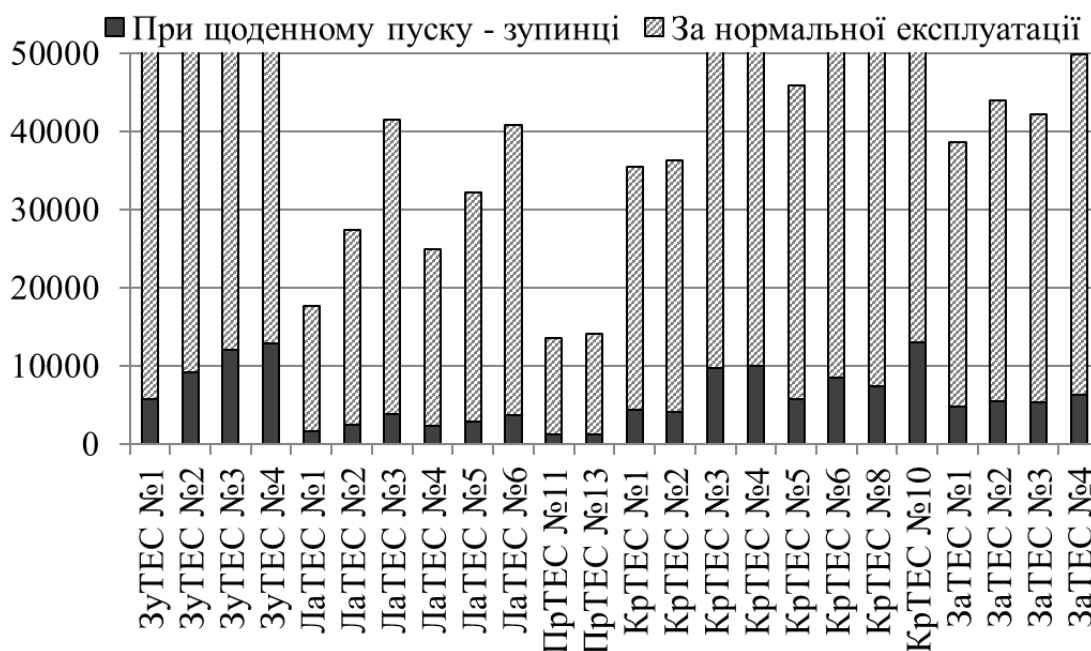
Варто зазначити, що поточний режим експлуатації енергетичного обладнання на Курахівській ТЕС відрізняється від базового. Наприклад, енергоблоки 4, 5 та 7, на період з 2012 до 2015 року, пускались від 87 до 161

разу на рік. Дана обставина пояснює такий низький рівень залишкового ресурсу для вказаних блоків, навіть за режиму нормальної експлуатації. Обмеження числа змінних режимів для даного обладнання до 20-40 пусків на рік здатне уповільнити темпи зношуваності устаткування в 1,6-2,5 рази.

Прогнозований залишковий ресурс ТЕС ТОВ «ДТЕК Енерго» в режимі нормальної експлуатації та в маневреному режимі щодобового пуску-зупинки для енергоблоків 200 МВт (рис. 5.15) та для енергоблоків 300 МВт (рис. 5.16) свідчить про швидке вичерпання індивідуального ресурсу енергоблоків ТЕС при роботі в режимі регулювання частоти електричної мережі. Значення залишкового ресурсу було визначено для чотирьох елементів основного обладнання блоку (ЦВТ та ЦСТ турбіни, котел та паропроводи гострої пари). На рис. 5.15-5.16 представлено найменше значення ресурсу при нормальній експлуатації та щоденному пуску-зупинці. Загальний прогнозований рівень залишкового ресурсу складає менше 20 тис. год. при щодобовому пуску-зупинці (суцільні стовпчики на рис. 5.15-5.16) для більшості блоків, що унеможливорює роботу в маневрених режимах такого типу.



**Рис. 5.15. Прогнозований залишковий ресурс енергоблоків 200 МВт ТЕС ДТЕК «Енерго»**



**Рис. 5.16. Прогнозований залишковий ресурс енергоблоків 300 МВт ТЕС ДТЕК «Енерго»**

Запропонований режим експлуатації різко скоротить вже продовжений ресурс експлуатації вугільних блоків теплових електричних станцій України, а саме ТЕС ТОВ «ДТЕК Енерго».

### **5.3. Управління залишковим ресурсом парових турбін зміною режимів маневреної експлуатації**

Проведені дослідження показали високу чутливість турбінного обладнання до змінних режимів роботи. Збільшення числа пусків в рік супроводжується збільшенням аварійності та числа вимушених простоїв, понаднормативними витратами палива, а також значним прискоренням темпів зношуваності обладнання. Ці обставини значно обмежують використання енергоблоків 200-300 МВт у регулюванні електричного навантаження. Однак потреба у маневрених потужностях залишається і поточна структура потужностей в ОЕС України не здатна її задовольнити без використання блоків 200-300 МВт в змінних режимах. Саме тому, актуальною задачею є вирішення проблеми забезпечення енергетики України маневреною електричною енергією, з використанням наявного обладнання, при найменшому впливі на

залишковий ресурс. Розглянемо питання управління залишковим ресурсом турбінного обладнання зміною режиму залучення енергоблоку до маневреної експлуатації на прикладі енергоблоку потужністю 200 МВт.

Як вже було зазначено в попередніх розділах, в залежності від теплового стану основного металу турбінного обладнання, пуски поділяються на наступні основні типи:

- пуск з гарячого стану (ГС): при температурі металу нижньої половини ЦВТ в зоні регулюючого ступеня вище 400 °С;
- пуск з неостиглого стану (НС): при температурі металу нижньої половини ЦВТ в зоні регулюючого ступеня вище 150 °С;
- пуск з холодного стану (ХС) та станів близьких до нього: при температурі металу нижньої половини ЦВТ в зоні регулюючого ступеня менше 150 °С.

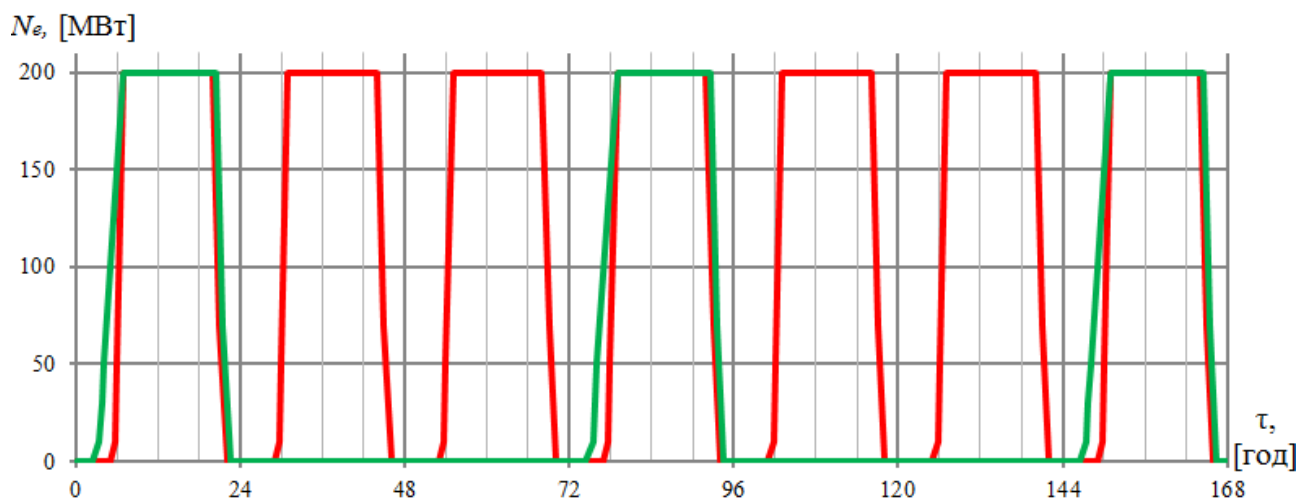
Середня тривалість пуску парових турбін типу К-200-130 з ГС складає 116 хв (2 год), з НС – 271 хв (4,5 год), з ХС – 390 хв (6,5 год). При пусках з гарячого стану повне навантаження турбоагрегату приблизно проходить за 70 хв, при цьому попередній прогрів проточної частини відбувається 30 хв. В таких умовах роботи, метал знаходиться під впливом значних градієнтів температур, що спонукають появу великих амплітуд інтенсивності напружень в окремих вузлах, які значно обмежують допустиме число циклів пуску до появи тріщин.

Для управління залишковим ресурсом та значного зменшення темпів накопичення пошкоджуваності пропонується робота енергоблоків згідно спеціального графіку, яка передбачає пуски окремих енергоблоків з неостиглого стану металу, подальшу експлуатацію на протязі 14 годин та зупинку енергоблоків, на 36-48 годин (рис. 5.17).

Після 36-48 годин простою, середня температура нижньої частини ЦВТ в зоні регулюючого ступеня складає 200-240 °С і є характерною для пуску з неостиглого стану. Пуск проходить при ковзаючих параметрах пару. Повне навантаження турбіни відбувається протягом 3,5 годин, що забезпечує більш



плавний та рівномірний прогрів проточної частини. Вказані вище обставини, а також відносно висока (в порівнянні з ХС) початкова температура металу, забезпечують значно менші амплітуди інтенсивності напружень, ніж при пуску з ГС. В результаті, допустиме число пусків з НС встановлюється на більшому рівні, ніж допустиме число пусків з ГС.



**Рис. 5.17. Графік навантаження енергоблоку потужністю 200 МВт в режимі щоденного пуску-зупинки (червона лінія) та згідно спеціального графіку (зелена лінія)**

Для оцінки ресурсних показників при роботі за спеціальним графіком було обрано енергоблоки № 3-9 Курахівської ТЕС. Залишковий ресурс турбін на 01.10.2015 складає від 6 до 219 тис. год. Якщо розглядати 2016 рік, як рік щоденного пуску-зупинки усіх енергоблоків, то залишковий ресурс зменшується до 2,1-32,2 тис. год (в 3-8 разів). Якщо розглядати 2016 рік, як рік роботи згідно спеціального графіку, що передбачає 122 пуски з НС на рік, то залишковий ресурс всіх турбін наближаються до значень, що близькі до нормального режиму роботи блоків – 6,1-254,3 тис. год. (табл. 5.5).

Темпи зношуваності обладнання при роботі згідно спеціального графіку також наближаються до значень що були характерні для нормального режиму експлуатації. В окремих випадках, робота в такому режимі є більш вигідною з точки зору залишкового ресурсу (рис. 5.18, енергоблоки № 4, 5, 7). Наприклад залишковий ресурс енергоблоку № 4 при нормальній експлуатації складає

11388 год, а при роботі згідно спеціального графіку пусків з НС – 13613 год. Це пояснюється тим, що при експлуатації в такому режимі статична пошкоджувальність накопичується дуже повільно, оскільки блок значний час простоє. У відношенні циклічної пошкоджувальності, через те, що на енергоблоках КуТЕС організована подача «холодного» пару до кінцевих ущільнень ЦВТ та ЦСТ, при пусках з НС амплітуди інтенсивності напружень є меншими у порівнянні з пусками з ГС, що пояснюється меншим захолюванням металу ущільнень в початкові моменти роботи, тому циклічна пошкоджувальність накопичується повільніше.

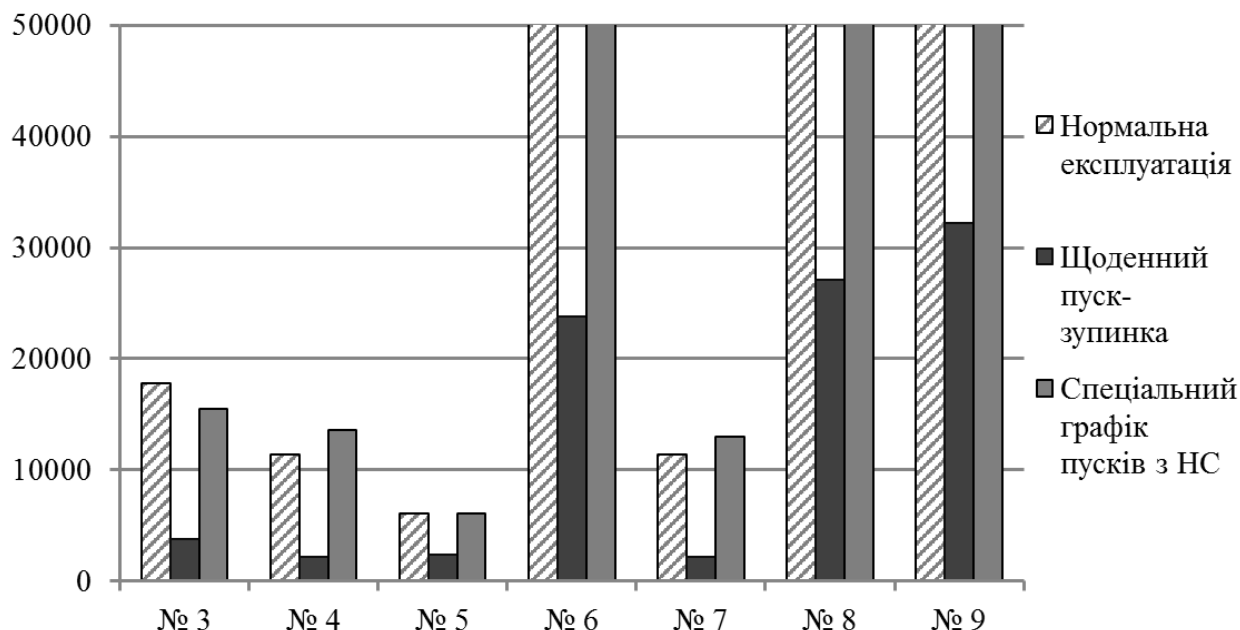
Таблиця 5.5

## Показники пошкоджувальності та залишковий ресурс турбін КуТЕС

Курахівська ТЕС		Блок № 3	Блок № 4	Блок № 5	Блок № 6	Блок № 7	Блок № 8	Блок № 9
Рік введення блоку в експлуатацію		1972	1973	1973	1973	1974	1974	1975
Напрацювання блоку на 01.10.15		279723	254623	239615	234531	247278	244695	239208
Кількість пусків блоку на 01.10.15		1424	2352	2862	2655	2186	2381	1691
Пошкодж. за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,465	0,424	0,399	0,163	0,412	0,180	0,155
	циклічна	0,476	0,533	0,576	0,160	0,544	0,172	0,143
	сумарна	0,942	0,957	0,975	0,323	0,956	0,352	0,298
Швидкість вичерпання ресурсу, %/рік	Норм. експлуат.	2,19	2,28	2,32	1,84	2,33	1,94	1,91
	Щоденний пуск-зупин	10,20	12,17	5,98	15,87	12,17	14,29	13,04
	Спец. графік	2,51	1,91	2,29	1,63	2,05	1,63	1,65
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуат.	17766	11388	6044	205412	11430	199123	219552
	Щоденний пуск-зупин	3816	2133	2346	23815	2190	27068	32222
	Спец. графік	15499	13613	6126	232157	13026	236285	254327

До недоліків такого режиму експлуатації варто віднести зниження коефіцієнту використання встановленої потужності енергоблоків (28 % – близько 2440 год роботи на рік). Також слід зазначити, що необхідна кількість

обладнання, що виводиться в режим маневрування є в три рази більшою, в порівнянні з режимом роботи щодобового пуску-зупинки.



**Рис. 5.18. Прогнозований залишковий ресурс турбін Курахівської ТЕС**

Тому питання раціонального виведення енергетичних потужностей в режим маневрування є багатопараметричною задачею оптимізації управління залишковим ресурсом. Вона має вирішуватись окремо для кожного енергоблоку, щоб врахувати специфіку експлуатації конкретного устаткування. Необхідно досягти найменших темпів зношуваності обладнання, при збереженні на задовільному рівні його техніко-економічних показників, таких як питома витрата умовного палива, витрата енергії на власні потреби, коефіцієнт використання встановленої потужності та показників надійності (наробіток на відмову, коефіцієнт готовності, число аварійних відключень). При цьому бажано, щоб кількість енергоблоків, які виводяться з базового режиму експлуатації в маневрений була найменшою. Одним із рішень такої задачі може бути розробка принципово нового режиму експлуатації для маневрених блоків. Вона потребує проведення широкого кола досліджень діючого обладнання та має вирішуватись із залученням експлуатуючих організацій, представників заводу-виробника та органів держнагляду.

## **Висновки до розділу 5**

1. Для забезпечення ефективного та надійного функціонування енергетики України необхідно певне оптимальне співвідношення базових, напівпікових та пікових потужностей. Для ОЕС України характерною є нестача маневрених та надлишок базових потужностей. Саме тому, енергоблоки потужністю 200-300 МВт часто залучаються до регулювання електричного навантаження.

2. Згідно нормативних документів Міністерства енергетики та вугільної промисловості України подовження терміну експлуатації неможливо без проведення неруйнівного контролю енергетичного обладнання, який повинен відбуватися у капітальному ремонті та особливо стосується елементів, що вичерпали парковий ресурс по двох показниках – загальне напрацювання та загальна кількість пусків за весь період експлуатації. Невиконання нормативних вимог щодо періодичності капітальних ремонтів, заміни у нормативних обсягах елементів основного та допоміжного обладнання, неможливість неруйнівного обстеження стану енергетичного обладнання та оцінки можливості подовження експлуатації призведе до накопичення фізичного зношування та виходу устаткування з роботи з непередбачуваними наслідками.

3. Режим щоденного пуску-зупинки окремих енергоблоків здатний вирішити проблему нестачі маневрених потужностей. Однак проектні теплові схеми не передбачають роботи енергетичного обладнання у маневрених режимах щоденного пуску-зупинки.

4. Кількість аварійних зупинок та годин в аварійних ремонтах для ТЕС «ДТЕК Енерго» свідчить про зростання аварійності за період експлуатації з 2010 до 2015 року. Цілком імовірно, судячи з характеру зростання аварійних зупинок та годин в аварійних ремонтах для ТЕС, що зі збільшенням частоти залучення обладнання до режимів маневрування ці показники будуть надалі зростати.

5. Аналіз техніко-економічних показників свідчить про їх погіршення зі збільшенням кількості пусків. Розрахунки питомої витрати умовного палива та витрати електроенергії на власні потреби показали, що ці техніко-економічні показники збільшуються суттєво у разі змінного навантаження «пуск–зупинка» (питома витрата умовного палива – на 9-13 %, витрата електроенергії на власні потреби – на 16-33 %) та це збільшення призведе до зниження економічної ефективності роботи ТЕС на маневрених режимах.

6. Прогнозований залишковий ресурс ТЕС ТОВ «ДТЕК Енерго» в режимі нормальної експлуатації та в маневреному режимі щодобового пуску-зупинки для енергоблоків 200 МВт та 300 МВт свідчить про швидке вичерпання індивідуального ресурсу. Темпи зношуваності турбінного обладнання зростають в 3-8 разів, котельного – в 4-6 разів, що вказує на недопустимість експлуатації енергоблоків в такому режимі.

7. Запропонований режим роботи згідно спеціального графіку, що передбачає 122 пуски з НС на рік, здатний встановити залишковий ресурс турбінного обладнання на рівні, що характерний для роботи в базовому режимі. Такий режим експлуатації вимагає збільшення кількості енергоблоків, що виводяться в режим маневрування, в порівнянні зі щоденним пуском-зупинкою. Однак цей режим здатний задовольнити потреби в маневреній електроенергії без значного зношення основних фондів.

8. Питання раціонального виведення енергетичних потужностей в режим маневрування є багатопараметричною задачею оптимізації управління залишковим ресурсом. Вона має вирішуватись окремо для кожного енергоблоку, щоб врахувати специфіку експлуатації конкретного устаткування. Необхідно досягти найменших темпів зношуваності обладнання, при збереженні на задовільному рівні його техніко-економічних та показників надійності. При цьому бажано, щоб кількість енергоблоків, які виводяться з базового режиму експлуатації в маневрений була найменшою. Одним із рішень такої задачі може бути розробка принципово нового режиму експлуатації для маневрених блоків.

## ВИСНОВКИ

В роботі досліджено питання управління ресурсом з метою уповільнення темпів зношення діючого паротурбінного устаткування, шляхом проведення малозатратних модернізацій та застосування нових схемних рішень. Управління залишковим ресурсом окремих високотемпературних елементів парових турбін дозволяє значно підвищити ресурсні показники всієї установки. Теоретичного обґрунтована та реально підтверджена можливість продовження експлуатації високотемпературних елементів парових турбін на деяких ТЕС України. За результатами досліджень можна зробити наступні висновки:

1. В ході огляду літератури виконано аналіз поточного стану енергетичного обладнання ТЕС України, розкрито питання залишкового ресурсу та граничного стану металу основних елементів парових турбін, наведено методи оцінки напружено-деформованого стану та залишкового ресурсу високотемпературних елементів, описані способи продовження терміну експлуатації парових турбін теплових електростанцій. Виконані роботи дозволили виконати постановку задачі та визначити найбільш пріоритетні напрями дослідження.

2. Вдосконалено комплексний підхід щодо продовження терміну експлуатації високотемпературних елементів парових турбін, шляхом точного відтворення геометричної форми та усіх конструктивних елементів досліджуваного об'єкту на просторовому 3D-аналогу, а також врахування основних зусиль що діють на об'єкт. Так, для ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» розроблено математичного модель теплового та напружено-деформованого стану з врахуванням наявних пошкоджень проектної конструкції, зусиль від температури та тиску пари, нерівномірності полів температур основного металу, відцентрових зусиль та сил реакції опор. Дані, щодо ТС та НДС дозволили виконати розрахункову оцінку малоциклової втомлюваності та залишкового ресурсу високотемпературних елементів РВТ: розрахунковий ресурс металу вичерпаний на 69 %, допустиме додаткове число пусків для складає 558 пусків в самому консервативному варіанті, коли в

розрахунку використано мінімальну допустиму кількість пусків (1360 пусків з ХС), індивідуальний залишковий ресурс становить 92162 год.

3. Вперше виконано чисельне дослідження НДС корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 з врахуванням зусиль затягу шпильок у фланцевому з'єднанні. Врахування реального поточного зусилля затяжки шпильок вносить вагомі зміни до НДС корпусних елементів і збільшує максимальну інтенсивність напружень на 17,7 % в зоні задніх кінцевих ущільнень. Для решти областей проточної частини спостерігається незначне збільшення місцевих напруженостей. Для зовнішньої поверхні корпусу значення інтенсивностей напружень в областях прилягання вихлопних патрубків збільшилось на 14-16 %, а також на 70-80 % безпосередньо в самому фланцевому з'єднанні.

4. За результатами розрахункової оцінки пошкоджуваності основного металу турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС, залишковий ресурс корпусу ЦВТ складає 90083 год. При врахуванні реальних зусиль затяжки шпильок ресурс зменшується на 61 % (35274 год), що пов'язано зі збільшенням інтенсивності напружень на номінальному режимі експлуатації. В якості управління ресурсом корпусних елементів запропоновано зменшення поточного зусилля затяжки шпильок до значення що в півтора рази перевищує мінімально необхідне зусилля, для забезпечення парової щільності. В такому випадку, залишковий ресурс корпусу ЦВТ встановлено на рівні 66730 год, що свідчить про ефективність такого методу управління ресурсом. Однак послаблення зусиль затягу шпильок потребує проведення обов'язкового регулярного контролю парової щільності фланців, а також рівню релаксації напруженостей безпосередньо самих шпильок.

5. Вперше виконано порівняльну оцінку залишкового ресурсу корпусних елементів та роторів парових турбін при подачі холодного та гарячого ущільнюючого пару в межах одного і того ж об'єкту. Подача гарячого пару до ПКУ корпусу ЦВТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС дала змогу зменшити циклічну пошкоджуваність до рівню  $[П_{ц}] = 35,1 \%$  (при подачі

холодного пару [ $P_{ц}$ ] = 41,1 %), що дозволило збільшити залишковий ресурс зі значення  $T_{зал}^X = 33192$  год до  $T_{зал}^Г = 56017$  год.

6. Для ротору СТ зміна схеми подачі ущільнюючого пару дозволила зменшити рівень градієнтів температур в зоні ПКУ в 3-8 разів та, як наслідок, суттєво зменшити значення інтенсивності напружень через нерівномірність температурних полів на початкових етапах пуску. Результатом зменшення амплітуди інтенсивності напружень стає збільшення допустимого числа циклів пуску з гарячого стану в 1,8 разів, що, в свою чергу, дозволяє збільшити індивідуальний залишковий ресурс ротору СТ з  $T_{зал}^X = 17766$  год до  $T_{зал}^Г = 41764$  год.

7. Одним з досліджених методів управління ресурсом є зміна конструкції передніх кінцевих ущільнень з ціллю спрощення геометричної форми роторів турбін та усунення концентраторів напружень. Проточка теплових каналок дозволяє зменшити максимальну інтенсивність напружень за всіх експлуатаційних режимів в середньому на 9-32 % та збільшити допустиме число циклів пуску з різних теплових станів на 3-11 %. Для ротору СТ турбіни К-200-130-3 ст. № 3 Курахівської ТЕС проточка каналок здатна покращити ресурсні показники майже на 85 % і збільшити залишковий ресурс зі значення  $T_{зал} = 17766$  год до  $T_{зал} = 32811$  год.

8. Для ОЕС України характерною є нестача маневрених та надлишок базових потужностей. Саме тому, енергоблоки потужністю 200-300 МВт часто залучаються до регулювання електричного навантаження. В роботі розглянуто експлуатацію ТЕС України в режимі щоденного пуску-зупинки, як потенційно найбільш важкий режим експлуатації. Розраховані техніко-економічні показники ТЕС за такого режиму експлуатації суттєво збільшуються в порівнянні з нормальною експлуатацією (питома витрата умовного палива – на 9-13 %, витрата електроенергії на власні потреби – на 16-33 %). Прогнозований залишковий ресурс ТЕС в режимі нормальної експлуатації та в маневреному режимі щодобового пуску-зупинки для енергоблоків 200 МВт та 300 МВт свідчить про швидке вичерпання індивідуального ресурсу. Темпи зношуваності



турбінного обладнання зростають в 3-9 разів, котельного – в 4-7 разів, що вказує на недопустимість експлуатації енергоблоків в такому режимі.

9. Запропонований режим роботи згідно спеціального графіку, що передбачає 122 пуски з НС на рік, здатний встановити залишковий ресурс турбінного обладнання на рівні, що характерний для роботи в базовому режимі. Такий режим експлуатації вимагає збільшення кількості енергоблоків, що виводяться в режим маневрування, в порівнянні зі щоденним пуском-зупинкою та супроводжується зменшенням коефіцієнту використання встановленої потужності. Однак цей режим здатний задовольнити потреби в маневреній електроенергії без значного зношення основних фондів. Питання раціонального виведення енергетичних потужностей в режим маневрування є багатопараметричною задачею оптимізації управління залишковим ресурсом. Вона має вирішуватись окремо для кожного енергоблоку, щоб врахувати специфіку експлуатації конкретного устаткування. Необхідно досягти найменших темпів зношуваності обладнання, при збереженні на задовільному рівні його техніко-економічних та показників надійності. При цьому бажано, щоб кількість енергоблоків, які виводяться з базового режиму експлуатації в маневрений була найменшою. Одним із рішень такої задачі може бути розробка принципово нового режиму експлуатації для маневрених блоків.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Річний звіт 2014 / ДП «НЕК «Уренерно» (Державне підприємство «Національна Енергетична Компанія «Укренерго»). – Київ, 2015. – 55 с.
2. Державне підприємство «Національна Енергетична Компанія «Укренерго» [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Київ : НЕК «Укренерго», 2013-2016. – Режим доступу: [www.ukrenergo.energy.gov.ua](http://www.ukrenergo.energy.gov.ua) (дата звернення 30.08.2016) – Назва з екрана.
3. Интегрированный отчет 2015. Финансовые и нефинансовые результаты / ТОВ «ДТЕК» (Донбаська паливно-енергетична компанія). – Київ, 2016. – 107 с.
4. Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Спец. випуск інформаційно-аналітичного бюлетеня. 23 березня 2006 р. – К.: Відомості Мінпаливенерго України. – 2006. – 144 с.
5. Черноусенко, О. Ю. Стан енергетики України та результати модернізації енергоблоків ТЕС / О. Ю. Черноусенко [Текст] // Проблеми загальної енергетики. – 2014. – № 4(39). – С. 20–28.
6. Сухинин, В. П. Анализ причин исчерпания ресурса паровой турбины / В.П. Сухинин, Г. И. Канюк, Т. Н. Пугачева [и др.] // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2011. – № 5. – С. 71–75.
7. Хоменок, Л. А. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Том 1. Совершенствование паровых турбин / Хоменок Л.А., Ремезов А.Н., Ковалев И.А. [и др.]; под ред. Л.А. Хоменок – СПб. : Изд. ПЭИпк, 2001. – 340 с.
8. Хоменок, Л. А. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Том 2. Диагностика паровых турбин / Хоменок Л.А., Ремезов А.Н., Ковалев И.А. [и др.]; под ред. Л.А. Хоменок – СПб. : Изд. ПЭИпк, 2001. – 264 с.
9. Сухинин, В. П. Старение энергоблоков, расчетный и действительный ресурс. Пути реновации энергооборудования / В. П. Сухинин

[Текст] // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2007. – № 2. – С. 71–76.

10. Гладштейн, В. И. Уточненная оценка остаточного ресурса гибов паропроводов путем моделирования живучести металла при испытании образцов с надрезом [Текст] / В. И. Гладштейн // Теплоэнергетика – 2011. – № 2. – С. 8–12.

11. Георгиевская, Е. В. Особенности продления срока службы паровых турбин при наработках, значительно превышающих парковый ресурс / Е. В. Георгиевская, С. Н. Гаврилов [Текст] // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2013. – № 12(986). – С. 107–113.

12. Дубов, А. А. Проблемы оценки остаточного ресурса стареющего оборудования / А. А. Дубов [Текст] // Теплоэнергетика – 2003. – №11. – С. 54-57.

13. Черноусенко, О. Ю. Оценка остаточного ресурса и продление эксплуатации паровых турбин большой мощности : [монография] / О. Ю. Черноусенко; Нац. техн. ун-т Украины "Киев. политехн. ин-т". - Киев : Бровин А. В., 2014. - 307 с.

14. Израилев, Ю. Л. О живучести ответственных элементов турбин ТЭС / Ю. Л. Израилев [Текст] // Энергетика. – 1989. – № 11. – С. 33-34.

15. Скоробогатых, В. Н. Длительная прочность и структурные особенности сварных соединений хромистых сталей / В. Н. Скоробогатых, И. А. Щенков, Е. А. Туголуков // Теплоэнергетика – 2010. – № 1. – С. 9–14.

16. Guocai Chaia, Magnus Boströma, Magnus Olaisona. "Creep and LCF Behaviors of Newly Developed Advanced Heat Resistant Austenitic Stainless Steel for A-USC". Procedia Engineering: Proceedings of the 6th International Conference on Creep, Fatigue and Creep-Fatigue Interaction, India, 22-25 January, 2012. Ed. M.D. Mathew. Elsevier, 2013. 232-239.

17. Гладштейн, В. И. Влияние переменных режимов работы паровой турбины на рост трещин ползучести в металле корпусных деталей из

аустенитной стали / В. И. Гладштейн // Теплоэнергетика – 2011. – № 9. – С. 14-19.

18. Thomas Müller, Manuela Sander. "Investigation of variable amplitude loading and stress ratio in the very high cycle fatigue regime using micro-notched specimens". *Procedia Engineering: Proceedings of the 3rd International Conference on Material and Component Performance under Variable Amplitude Loading*, Prague, Czech, 23-26 March, 2015. Ed. Jan Papuga. Elsevier, 2015. 322-329.

19. Weibing Wang, Xudong Wang, Dongju Liu. "IP Start-up Control for 300MW Turbine Unit with Bypass System ". *Procedia Engineering: Proceedings of the International Workshop on Automobile, Power and Energy Engineering*, Wuhan, China, 15-17 April, 2011. Ed. Yixi Cai. Elsevier, 2011. 493-498.

20. Сухинин, В. П. Меры по предупреждению хрупких разрушений роторов. Требования к характеристикам металлов / В. П. Сухинин, Т. Н. Пугачева [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – № 2. – С. 65–69.

21. Пугачева, Т. Н. Анализ особенностей состояния высокотемпературных роторов и факторов, влияющих на их работоспособность и ресурс / Т. Н. Пугачева [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2009. – № 3. – С. 92–97.

22. Швецов, В. Л. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины / В. Л. Швецов, А. Н. Губский, И. А. Пальков [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 7. – С. 70–75.

23. N.A. Alang, C.M. Davies, K.M. Nikbin "Low Cycle Fatigue Behavior of Ex-Service P92 Steel at Elevated Temperature". *Procedia Structural Integrity: Proceedings of the 21st European Conference on Fracture*, Catania, Italy, 20-24 June, 2016. Ed. Vittorio Di Cocco. Elsevier, 2016. 3177-3184.

24. Kulvir Singh, M Kamaraj. "Microstructural Degradation in Power Plant Steels and Life Assessment of Power Plant Components". *Procedia Engineering:*

Proceedings of the 6th International Conference on Creep, Fatigue and Creep-Fatigue Interaction, India, 22-25 January, 2012. Ed. M.D. Mathew. Elsevier, 2013. 394-401.

25. V.N. Shlyannikov, R.R. Yarullin, A.P. Zakharov. "Fatigue of steam turbine blades with damage on the leading edge". *Procedia Materials Science: Proceedings of the 20th European Conference on Fracture*, Trondheim, Norway, 30th of June - 4th of July, 2014. Ed. Zhiliang Zhang. Elsevier, 2014. 1792-1797.

26. R. Petras, V. Skorik, J. Polak "Damage Evolution in Thermomechanical Loading of Stainless Steel". *Procedia Structural Integrity: Proceedings of the 21st European Conference on Fracture*, Catania, Italy, 20-24 June, 2016. Ed. Vittorio Di Cocco. Elsevier, 2016. 3407-3414.

27. Wang R. Investigation on experimental load spectrum for high and low cycle combined fatigue test / R. Wang, J. Wei, D. Hu, [et. al.] // *Propulsion and Power Research – China : National Laboratory for Aeronautics and Astronautics*, 2013 – № 2(4) – pp. 235-242.

28. Mohamed El May, Nicolas Saintier, Olivier Devos. "Effect of corrosion on the low-cycle fatigue strength of steels used in frequent start-up power generation steam turbine". *Procedia Engineering: Proceedings of the 6th Fatigue Design conference*, Senlis, France, 18-19 November, 2015. Ed. M. Afzali. Elsevier, 2015. 528-534.

29. Jianjun He, Jian Chen, Qingmin Sun. "Effect of Loading Rate on Low-Cycle Fatigue Properties of Turbine Rotor Steel". *Procedia Materials Science: Proceedings of the 20th European Conference on Fracture*, Trondheim, Norway, 30th of June - 4th of July, 2014. Ed. Zhiliang Zhang. Elsevier, 2014. 1773-1779.

30. Гришин, Н. Н. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин / Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков [и др.] // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 98–103.

31. Сухинин, В. П. Критерии, определяющие долговечность высокотемпературных роторов паровых турбин / В.П. Сухинин, Т. Н. Пугачева

[Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 56–62.

32. G. González, R. Molina, M. Delavalle, [et. al.] "Variation of creep resistance in ferritic steels by a heat treatment". *Procedia Materials Science: Proceedings of the International Congress of Science and Technology of Metallurgy and Materials*, Trondheim, Norway, 21-24 October, 2014. Ed. Roberto Arce. Elsevier, 2015. 412-418.

33. Marco Rocchini, Catrin M. Davies, David W. Dean [et. al.] "Fatigue and Fracture Resistance of 316H Stainless Steel With Prior Creep Damage". *Procedia Structural Integrity: Proceedings of the 21st European Conference on Fracture*, Catania, Italy, 20-24 June, 2016. Ed. Vittorio Di Cocco. Elsevier, 2016. 879-886.

34. Нікуленкова, Т. В. Комплексне оцінювання залишкового ресурсу роторів парових турбін великої потужності : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки / Нікуленкова Тетяна Володимирівна ; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т України "Київ. політехн. ін-т". – Київ, 2013.

35. Дубов, А. А. Контроль напряженно-деформированного состояния газопроводов / А. А. Дубов, Е. А. Демин, А. И. Миляев [и др.] // Газовая промышленность. – 2002. – № 2. – С. 58-61.

36. Дубов, А. А. Диагностика дисков паровых турбин с использованием метода магнитной памяти металла / А. А. Дубов // Теплоэнергетика. – 2010. – № 1. – С. 15-19.

37. Любимов, А. А. Анализ состояния металла паровых турбин по факторам безопасности и надежности / А. А. Любимов, А. И. Троицкий, В. И. Гладштейн // Теплоэнергетика. – 2013. – № 1. – С. 33–38.

38. Корихин, Н.В. Применение метода фотоупругости к решению задач разрушения деталей и узлов энергетических установок / Н.В. Корихин, С.Н. Эйгенсон // Теплоэнергетика. – 2009. – №2. - С. 35–39.

39. Перминов, И. А. Диагностика технического состояния проточной части ЦВД и ЦСД по эксплуатационным измерениям давлений и температур

пара в турбине / И. А. Перминов, В. Г. Орлик // Электрические станции. – 2003. – № 6. – С. 38-41.

40. Немченко, В. І. Оцінка експлуатаційного ресурсу елементів енергетичного обладнання з урахуванням деградації металу, пошкоджень та ремонтних втручань / В.І. Немченко, М.В. Задорожний, А.В. Васирик, В.І. Асташкін // Енергетика та електрифікація. – 2012. – №11. – С. 26–32.

41. Гринь, Е. А. Возможности механики разрушения применительно к задачам прочности, ресурса и обоснования безопасной эксплуатации тепломеханического энергооборудования / Е. А. Гринь // Теплоэнергетика. – 2013. – № 1. – С. 25–32.

42. Шубенко, А. Л. Возможности повышения эксплуатационных показателей турбоустановок для ТЭС и АЭС ОАО «Турбоатом» на основе математического моделирования / А. Л. Шубенко, Н. В. Лыхвар, В.Л. Швецов [Текст] // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2009. – № 3. – С. 76–81.

43. Титко, О. І. Прогнозування часу до відмови турбогенераторів за результатами вібродіагностики / О. І. Титко, В. Л. Ахременко, В. О. Титко // Енергетика та електрифікація. – 2012. – №6. – С. 57–60.

44. Титко, А. И. Оценка состояния статора турбогенератора по показаниям штатных вибродатчиков / А. И. Титко, В. Л. Ахременко, В. А. Титко // Енергетика та електрифікація. – 2011. – №1. – С. 36–40.

45. Левченко, Е. В. Выполнение модернизации и анализ результатов испытаний турбины К-300-240-2 блока №2 на Зуевской ТЭС / Е. В. Левченко [Текст] // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2010. – № 2. – С. 6–12.

46. Гладштейн, В. И. О периодичности контроля корпусных деталей турбин / Г. Д. Авруцкий, В. И. Гладштейн, В.И. Берлянд, [и др.] // Теплоэнергетика. – 1986. – № 1. – С. 31-33.

47. Ефимов, А. В. Методы анализа диагностических параметров состояния оборудования ТЭС и АЭС и определение критериев оптимизации

продолжительности их плановых ремонтов / А. В. Ефимов, Т. В. Потанина, В. Л. Каверцев // Энергетика та електрифікація. – 2011. – №7. – С. 17–21.

48. Ланин, А. А. Феноменологические закономерности развития хрупких локальных разрушений при высокотемпературной ползучести / А. А. Ланин // Теплоэнергетика. – 2013. – № 1. – С.47–54.

49. Резинских, В. Ф. Современные проблемы обеспечения безопасности тепломеханического оборудования при продлении сроков его службы / В. Ф. Резинских, Е. А. Гринь // Теплоэнергетика – 2013. – № 1. – С. 17–24.

50. Левин, М. М. Техническое переоснащение угольных энергоблоков 150-300 МВт / М. М. Левин, Л. А. Бабищев, О. М. Гуля // Энергетика та електрифікація – 2013. – № 3. – С. 60-75.

51. Сухинин, В. П. Ресурс паровой турбины / В.П. Сухинин, Т. Н. Пугачева [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 132–138.

52. Судаков, А. В. Современные методы оценки прочности и ресурса энергооборудования при термопульсациях и вибрациях / А. В. Судаков, С. В. Словцов // Теплоэнергетика – 2013 - №1 - С. 55–62.

53. M. N. James, D. G. Hattingh, D. Asquith, [et. al.] "Applications of Residual Stress in Combatting Fatigue and Fracture". Procedia Structural Integrity: Proceedings of the 21st European Conference on Fracture, Catania, Italy, 20-24 June, 2016. Ed. Vittorio Di Cocco. Elsevier, 2016. 11-25.

54. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид.- К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).

55. РТМ 108.020.16-83. Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин. – М.: Минэнергомаш, 1985. – 115 с.



56. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М., 1985, № АЗ-002/7382, 49 с.
57. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. – М., 1996. – 98 с.
58. СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: Методичні вказівки / Міненерговугілля України / М.Г. Шульженко. – Офіц. вид., 2011. – 24 с.
59. Розрахунок показників надійності для електростанцій, теплових мереж та енергокомпаній. – Методика. ГНД 34.09.453-2003. – 26 с.
60. Нормативний документ. Складання енергетичних характеристик устаткування, порядок визначення нормативних питомих витрат та заощадження палива на енергопідприємствах. Методичні вказівки. СОУ–Н МПЕ 40.1.09.151: 2005. К.: ГРІФРЕ, 2005. – 192 с.
61. Нормативний документ. Розрахункові питомі витрати палива на відпущену теплову та енергетичну енергію на прогнозований період. Методичні вказівки. СОУ –Н МПЕ 40.1.09.111: 2005. К.: ГРІФРЕ, 2005. – 38 с.
62. Черноусенко О. Ю. Подовження терміну експлуатації парових турбін великої потужності (на прикладі турбін К-200-130) : дис. ... доктора техн. наук : 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки / Черноусенко Ольга Юріївна ; Інститут проблем машинобудування НАН України ім. А. М. Підгорного. – Харків, 2009.
63. Jan Christian Koj, Peter Stenzel, Andrea Schreiber, [et. al.] "Life Cycle Assessment of primary control provision by battery storage systems and fossil power plants". Energy Procedia: Proceedings of the 9th International Renewable Energy Storage Conference, Düsseldorf, Germany, 9-11 March, 2015. Ed. Peter Droege. Elsevier, 2015. 69-78.

64. Боровков А.И. и др. Компьютерный инжиниринг. Аналитический обзор – учебное пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 93 с. – ISBN 978-5-7422-3766-2.

65. Черноусенко, О. Ю. Сопоставление 2D и 3D расчетных моделей оценки остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровой турбины / О. Ю. Черноусенко [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 117–124.

66. Bakic G.M. Remaining Life Assessment of a High Pressure Turbine Casing in Creep and Low Cycle Service Regime / G.M. Bakic, V.M. Sijacki-Zeravic, M.B. Djukic [et. al.] // Thermal Science – Serbia, 2013 – № 17(1) – pp. 127-138.

67. Мамонтов, Н. И. Определение остаточного ресурса и продление срока службы турбоагрегата К-200-130 ст. № 9 Луганской ТЭС / Н. И. Мамонтов, Т. Н. Пугачева [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – № 6. – С. 137–144.

68. Берлянд, В. И. Циклическая прочность корпуса ЦВД при различных способах ночного резервирования блоков с турбинами К-210-130-3 ЛМЗ / В. И. Берлянд, А. А. Глядя, А. Д. Трухний [и др.] // Теплоэнергетика. – 1987. – № 8. – С. 26-31.

69. Черноусенко, О. Ю. Сравнение расчетных и экспериментальных данных напряженно-деформированного состояния элементов турбины К-200-130 / О. Ю. Черноусенко [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 50–55.

70. Geewook Song, Bumshin Kima, Sungho Changa. " Fatigue Life Evaluation for Turbine Rotor Using Green's Function". Procedia Engineering: Proceedings of the 11th International Conference on the Mechanical Behavior of Materials, Milano, Italy, 5-7 June, 2011. Ed. Mario Guagliano. Elsevier, 2011. 2292-2297.

71. Сухинин, В. П. Анализ оценки коэффициентов концентрации напряжений и деформаций в терморазгрузочных канавках паровых турбин / В.П. Сухинин, Т. Н. Пугачева [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 68–75.

72. Башта Д. А. Втомна пошкоджувальність валопроводів турбоагрегатів при крутних коливаннях : автореф. дис. ... канд. техн. наук. : 05.02.09 динаміка та міцність машин / Д. А. Башта. - Київ, 2014.

73. Шульженко, Н. Г. Автоматизированная оценка срабатывания ресурса высокотемпературного ротора турбины / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Ю. И. Матюхин [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 39–45.

74. Шульженко, Н. Г. Мобільні засоби оцінки вібраційного стану енергетичних агрегатів / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т.В. Протасова // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 55. – С. 104–110. – ISSN 2078-9130.

75. Шульженко, Н. Г. Оперативная расчетная оценка теплового и термонапряженного состояния высокотемпературных роторов паровых турбин / Н. Г. Шульженко, Н. Н. Афанасьев, А. В. Пожидаев [и др.] // Энергетика и электрификация. – 2007. – №4. – С. 60-66.

76. Шульженко, Н. Г. Автоматизированная система непрерывного вибромониторинга и анализа параметров вибрации роторных агрегатов / Н. Г. Шульженко, В. П. Билетченко [и др.] // Питання розвитку газової промисловості України. Зб. наукових праць. – Х, 2000. – Вип. 28. – С.19-23.

77. Бойко, А. В. Комплексна математична модель процесів в турбіні з відборами пари, що регулюються [Текст] / А. В. Бойко, О. П. Усатий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 28–36. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.04.

78. Бойко, А. В. Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации : монография / А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко ; Нац. техн. ун-т «Харьк. политехн. ин-т». — Харьков : Підручник НТУ «ХПІ», 2014. — 220 с.

79. Бойко, А.В. Разработка и апробация комплексного метода оптимизации ступени осевой турбины [Текст] / Бойко А.В., Усатый А.П., Максютя Д.И. // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ" : Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування №17 - Вестник НТУ "ХПИ", 2015.

80. Бойко, А.В. Моделювання процесів теплових схем пту за допомогою сучасного програмного забезпечення [Текст] / Бойко А.В., Усатий О.П., Шаповалова Н.С. // Международная научная конференция MicroCAD : Секція №5 - Моделювання робочих процесів в теплотехнологічному, енергетичному обладнанні та проблеми енергозбереження - НТУ "ХПИ", 2015.

81. Бойко, А.В. Комплексний алгоритм оптимізації турбінного ступеня [Текст] / Бойко А.В., Усатий О.П., Максютя Д.І. // Международная научная конференция MicroCAD : Секція №5 - Моделювання робочих процесів в теплотехнологічному, енергетичному обладнанні та проблеми енергозбереження - НТУ "ХПИ", 2015.

82. Мамонтов, Н. И. Некоторые проблемы реконструкции и модернизации паровых турбин тепловых электростанций Украины / Н. И. Мамонтов, Т. Н. Пугачева [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. — Харків : НТУ «ХПІ», 2008. — № 6. — С. 149–158.

83. Yoshihara S. Recept technology for presentive maintenance of thermal power station / S. Yoshihara, N. Takeshita, M. Taniguchi // Hitachi Review. — 1985. — V. 34. — № 5. — P. 219-229.

84. Костюк, А. Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Д. Трухний; Под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова — М.: Издательство МЭИ, 2001. — 488 с.

85. Валамин, А. Е. Опыт ЗАО «Уральский турбинный завод» по реконструкции паротурбинных установок для тепловых станций / А. Е. Валамин, А. Ю. Култышев, А. А. Гольдберг [и др.] // Теплоэнергетика. – 2013. – № 8. – С. 14-20.
86. Бендус, А. А. Восстановительный ремонт основного оборудования электростанций / А. А. Бендус // Энергетика та електрифікація. – 2011. – №4. – С. 19–31.
87. Резинских, В. Ф. О предельном сроке эксплуатации оборудования ТЭС / В.Ф. Резинских // Электрические станции. – 2011. – №6. – С. 13–17.
88. Резинских, В. Ф. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин. / В. Ф. Резинских, В. И. Гладштейн, Г. Д. Авруцкий. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – С. 277-291.
89. Бугай, Н. В. Работоспособность и долговечность металла энергетического оборудования / Бугай Н. В., Березина Т.Г., Трунин И. И. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 272 с.
90. Bashetty, S. Coupled Thermal-Structural Analysis of a Turbine Rotor Using ANSYS for Finding Out Remnant Life / S. Bashetty, P. Garre, J.R. Babu, [et. al.] // The International Journal Of Science & Technology – IJST Publications, 2013 – № 1(3) – pp. 18-21.
91. Дубов, А. А. Оценка ресурса теплоэнергетического оборудования в соответствии с новым национальным стандартом [Текст] / А. А. Дубов // Теплоэнергетика – М., 2011. – № 11. – С. 68–71.
92. Березина, Т. Г. Ползучесть теплоустойчивых сталей в различных температурно-силовых условиях/ Т. Г. Березина, И. И. Трунин, С. И. Ерагер // Проблемы прочности. – 1981. – №3. – С. 42-48.
93. Назолин А. Л. Надёжность электроэнергетики. Повышение живучести и продление срока службы турбогенераторов методами режимной оптимизации / А. Л. Назолин, В. И. Поляков // Электрические станции. – 2013. – № 10. – С. 8–12

94. Немченко В.І. Уточнений розрахунок напруженого стану колектора первинного пароперегрівача з урахуванням деградації матеріалу та експлуатаційних пошкоджень / В.І. Немченко, М.В. Задорожний, А.В. Василик, Б.Д. Дробенко // Енергетика та електрифікація. – 2012. – №5. – С. 10–16.

95. Гецов, Л. Б. Сопротивление термической усталости жаропрочных сплавов / Л. Б. Гецов, А. И. Рыбников, А. С. Семенов // Теплоэнергетика. – 2009. – № 5. – С. 51-58.

96. Трухний, А. Д. Восстановление малоциклового ресурса роторов паровых турбин путем удаления поврежденного слоя металла / А. Д. Трухний, Д. Д. Корж, А. А. Кочетов // Электрические станции. – 1984. – № 3. – С. 21-22.

97. Израилев, Ю. Л. Повышение маневренности турбин К-300-240 ЛМЗ путем изменения форм концентраторов в роторах высокого и среднего давления / Ю. Л. Израилев, В. И. Губенко, В. А. Радченко // Энергетика. – 1977. – № 9. – С. 21-30.

98. Мустафин, Ч. Г. Совершенствование основных узлов паротурбинных установок ТЭЦ и АЭС / Ч. Г. Мустафин – Л.: ЦКТИ, 1981. – Вып.184. – С. 123-130.

99. Чижик, А. И. Влияние технологических факторов на свойства металла корпусных деталей из стали 15Х1МФЛ / А. И. Чижик, И. С. Жарковская, И. В. Ерашова // Материалы, применяемые в турбостроении. – Л.: Машиностроение. – 1971. Вып. 13. – С. 27-35.

100. Бетехтин, В. И. Роль приповерхностных слоев в разрушении и упрочнении металлов / В. И. Бетехтин, В. И. Владимиров, А. П. Бахтибаев [и др.] // Тезисы докладов III заседания семинара «Физико-технические проблемы поверхности металлов». – Л.: ЛПИ, 1984. – С. 15-19.

101. Владимиров, В. И. Дефекты структуры в приповерхностных слоях / В. И. Владимиров, А. Е. Романов // Тезисы докладов III заседания семинара «Физико-технические проблемы поверхности металлов» – Л.: ЛПП, 1984. – С. 3-8.

102. Баранов, Ю. В. Исследование влияния удаления поверхностных слоев монокристаллов вольфрама в процессе статического деформирования на их механические свойства / Ю. В. Баранов, Е. П. Костюкова, И. М. Махмутов // Проблемы прочности. – 1978. – № 4. – С. 110-114.

103. Колотникова, О. В. Эффективность упрочнения методами поверхностного пластического деформирования деталей, работающих при повышенных температурах / О. В. Колотникова // Проблемы прочности. – 1983. – № 2. – С. 112-114.

104. Пустовалов, В. М. Математичне моделювання течії середовища через лабіринтне ущільнення турбомашини / В. М. Пустовалов, Л. В. Фатіч, С. П. Науменко [Текст] // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 147–153.

105. Бондаренко, Г. А. Исследование течения в лабиринтном уплотнении / Г. А. Бондаренко, В. Н. Бага [Текст] // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 23–31.

106. Сухинин, В. П. Исследование напряженно-деформированного состояния и термоциклической стойкости ротора среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ / В.П. Сухинин, Т. Н. Пугачева [Текст] // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2008. – № 6. – С. 102–106.

107. Гладштейн, В. И. Продление срока службы литых корпусных деталей турбин / В. И. Гладштейн, Г. Д. Авруцкий // Электрические станции. – 1998. – № 2. – С. 23-31.

108. Инструкция по обслуживанию, пуску останову паровой турбины типа К-200-130-1 завода ЛМЗ // ООО «Востокэнерго» Луганская ТЭС, г. Счастье, 2006.

109. Берлянд, В.И. Обобщенные результаты исследований циклической прочности паровых турбин мощностью 160, 200 и 300 МВт при переменных

режимах работы / В. И. Берлянд, Е. Р. Плоткин // Теплоэнергетика. – 1992. – № 6. – С. 23-29.

110. Какузин, В. Б. Пути повышения надежности работы арматуры высоких параметров ТЭС / В. Б. Какузин // Электрические станции. – 2003. – № 4. – С. 56-57.

111. Хромченко, Ф. А. Эксплуатационная надежность и ресурс стационарных паропроводов действующих энергоблоков 800 МВт / Ф. А. Хромченко, В. Ф. Злепко, Т. В. Перевезенцева [и др.] // Электрические станции. – 2004. – № 2. – С. 18-24.

112. Нікуленкова, Т. В. Комплексна схема оцінювання залишового ресурсу роторів парових турбін великої потужності [Текст] / О.Ю. Черноусенко, Т.В. Нікуленкова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 54-61.

113. Черноусенко, О. Ю. Этапы реализации управления старением элементов энергоблоков АЭС [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 85–89.

114. Лейзерович, А. Ш. Комплексный диагностический контроль температурного и термонапряженного состояний турбины в составе функций АСТД блока 300 МВт / А. Ш. Лейзерович, А. В. Антонович, В. И. Берлянд [и др.] // Электрические станции. – 1992. – № 10. – С. 32-38.

115. Родин, В. Н. Ремонт паровых турбин / В. Н. Родин, А. Г. Шарапов // Учебное пособие, под общей редакцией Ю. М. Бродова, В. Н. Родина. Екатеринбург: УГТУ – УПИ, 2002. – 203 с.

116. Ланин, А. А. Феноменологические закономерности развития хрупких локальных разрушений при высокотемпературной ползучести / А. А. Ланин // Теплоэнергетика. – 2013. – №1. – С. 47–54.



117. Гладштейн, В. И. Повышение качества ремонтных заварок на турбинных корпусных деталях из низколегированной стали / В.И. Гладштейн // Электрические станции. – 2012. – №12. – С. 20–26.

118. Гладштейн, В. И. Эксплуатация с трещинами и выборками литых корпусных деталей турбин с давлением пара более 9 МПа / В. И. Гладштейн // Тяжелое машиностроение. – 1999. – №8. – С. 7-10.

119. Немченко, В. І. Оптимізація за напруженнями геометричних параметрів ремонтних вибірок пошкоджень барабана котла високого тиску / В. І. Немченко, М. В. Задорожний, А. В. Василик [та ін.] // Енергетика та електрифікація. – 2011. – №6. – С. 27–36.

120. Гладштейн В. И. Экспериментальная методика исследования сопротивления металла началу роста малых трещин и живучести образцов с надрезом в условиях ползучести // Заводская лаборатория. – 1994. – № 4. – С. 52-56.

121. Троицкий, А. И. Исследование надежности металла литого корпуса клапана из стали 20ХМФЛ, подвергнутого восстановительной термообработке после 250 тыс. ч. эксплуатации / А. И. Троицкий, В. И. Гладштейн // Теплоэнергетика. – 2009. – № 2. – С. 7–11.

122. Веселовський, В. Б. Про високошвидкісний вплив на матеріали при дослідженні релаксаційних процесів з урахуванням теплової пам'яті / В. Б. Веселовський, Т. М. Босенко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2010. – № 3. – С. 121-129.

123. Купец, М. Модернизация и продление срока эксплуатации паротурбинных электростанций в Восточной Европе и в России / М. Купец, Е. Дженикеджев, Ф. Хисс // Теплоэнергетика. – 2014. – № 6. – С. 35–43.

124. Гладштейн В. И. Восстановительная термическая обработка корпусных деталей турбин высокого давления, отработавших парковый ресурс / В. И. Гладштейн, А. А. Любимов // Теплоэнергетика. – 2002. – № 4. – С. 2-6.

125. Шклярів, М. І. Продление ресурса деталей энергооборудования с помощью восстановительной термической обработки / М. И. Шклярів, В. Н. Хмаков, С. В. Алексеев [и др.] // Теплоэнергетика. – 1995. – № 4. – С. 2-7.

126. Куманин, В. И. Устранение поврежденности металлических материалов с помощью восстановительной термической обработки / В. И. Куманин, Л. А. Ковалева, М. Л. Соколова // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1995. – № 4. – С. 7-12.

127. Любимов, А. А. Анализ особенности структурных превращений и обобщение результатов восстановительной термообработки литых корпусных деталей и арматуры по различным режимам в промышленных условиях / А. А. Любимов, В. И. Гладштейн // Теплоэнергетика. – 2011. – № 6. – С. 43-46.

128. Вольчин, І. А. Перспективи впровадження чистих вугільних технологій в енергетику України / І. А. Вольчин, Н. І. Дунаєвська, Л. С. Гапонич [та ін.] – ГНОЗІС, 2013. – 308 с.

129. Шубенко-Шубин, Л. А. Прочность паровых турбин / Л. А. Шубенко-Шубин, Д. М. Гернер, Н. Я. Зельдес, [и др.]; Под ред. Л. А. Шубенко-Шубина – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.

130. Костюк, А. Г. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / М. А. Трубилов, Г. В. Арсеньев, В. В. Фролов, [и др.]; Под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.

131. РД 26.01.122-89. Фланцевые соединения сосудов и аппаратов на давление свыше 10 до 100 МПа (свыше 100 до 1000 кгс/см<sup>2</sup>). Методика расчета режимов затяжки шпилек. – М., 1989. – 24 с.

132. РД 26.01.168-88. Уплотнения неподвижные металлические для сосудов и аппаратов на давление свыше 10 до 100 МПа (свыше 100 до 1000 кгс/см<sup>2</sup>). Методика расчета на прочность и плотность. – М., 1996. – 40 с.

133. Биргер, И. А. Сопротивление материалов [Текст]: учебное пособие. Изд. 2-е / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов // М.: Ленанд. – 2015. – 560 с.

134. Черноусенко, О. Ю. Управление ресурсом корпусных деталей паровых турбин [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 27-31.

135. Черноусенко, О. Ю. Влияние фланцевого соединения и возникающих в нем усилий на ресурсные показатели ЦСД турбины К-200-130 [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 113-117.

136. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines / V. Peshko, O. Chernousenko, T. Nikulenkova, [et. al.] // Propulsion and Power Research – China : National Laboratory for Aeronautics and Astronautics, 2016 – Volume 5, Issue 4 – pp. 302-309.

137. Черноусенко, О. Ю. Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовский, В. А. Пешко, О. С. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 16-23.

138. Черноусенко, О. Ю. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С. 34-40.

139. Черноусенко, О. Ю. Оценка малоциклового усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 30-37.

140. Плоткин, Е. Р. Котельные и турбинные установки энергетических блоков / Е. Р. Плоткин, А. Ш. Лейзерович, А. В. Шварц. – М.: Энергия, 1971. – 268 с.

141. Голошумова, В. Н. Направления совершенствования конструкции цилиндра высокого давления теплофикационных паровых турбин семейства

Т-100-130 / В. Н. Голошумова, Ю. М. Бродов, А. Г. Михайлов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: энергетика. – Челябинск : ЮУрГУ, 2015. – № 4. – С. 5-12.

142. Плоткин, Е. Р. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков / Е. Р. Плоткин, А. Ш. Лейзерович. – М.: Энергия, 1980. – 192 с.

# ДОДАТКИ

# ДОДАТОК А

## ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ З ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМИ ТА РОЗРАХУНКОВИМИ ДАНИМИ ІНШИХ АВТОРІВ

В ході оцінки теплового, напружено-деформованого стану та малоциклової втомлюваності високотемпературних елементів парових турбін, було проведено порівняльну оцінку отриманих результатів з експериментальними та розрахунковими даними інших авторів.

Порівняння отриманих даних, щодо напружено-деформованого стану та термоциклічної стійкості ротору середнього тиску турбіни К-200-130-3 було проведено з результатами роботи [106]. Авторами зазначено, що для досліджуваної області ротору (рис. А1) найбільш навантаженими областями, що визначають довговічність є зони II та III. В той же час, найбільший рівень напружень на номінальному режимі за результатами розрахунків виникають саме в цих областях (рис. А2).

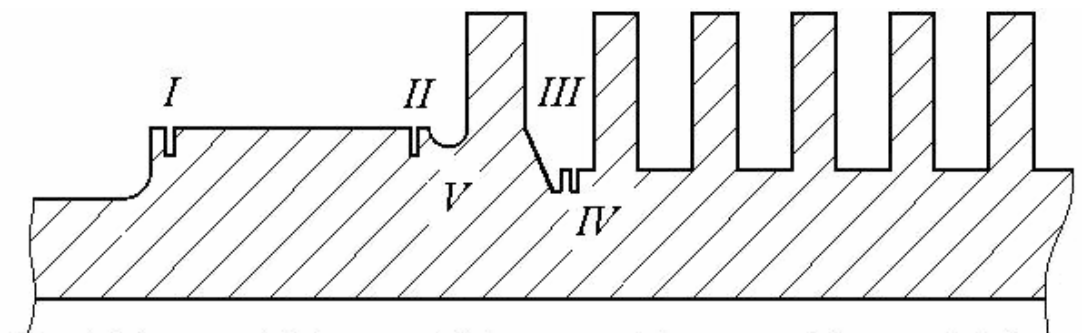


Рис. А1. Ескіз розрахункової ділянки ротору [106]

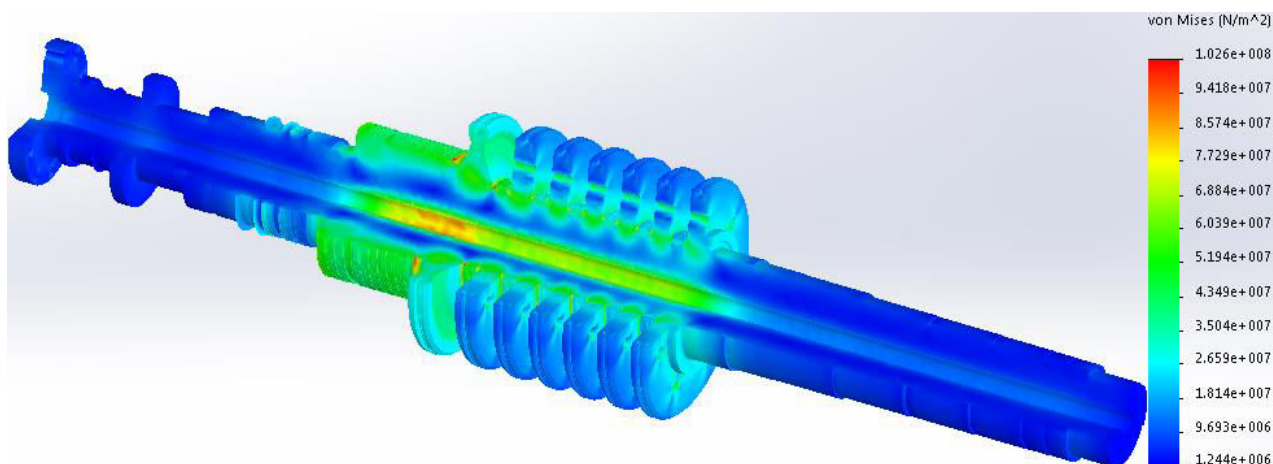
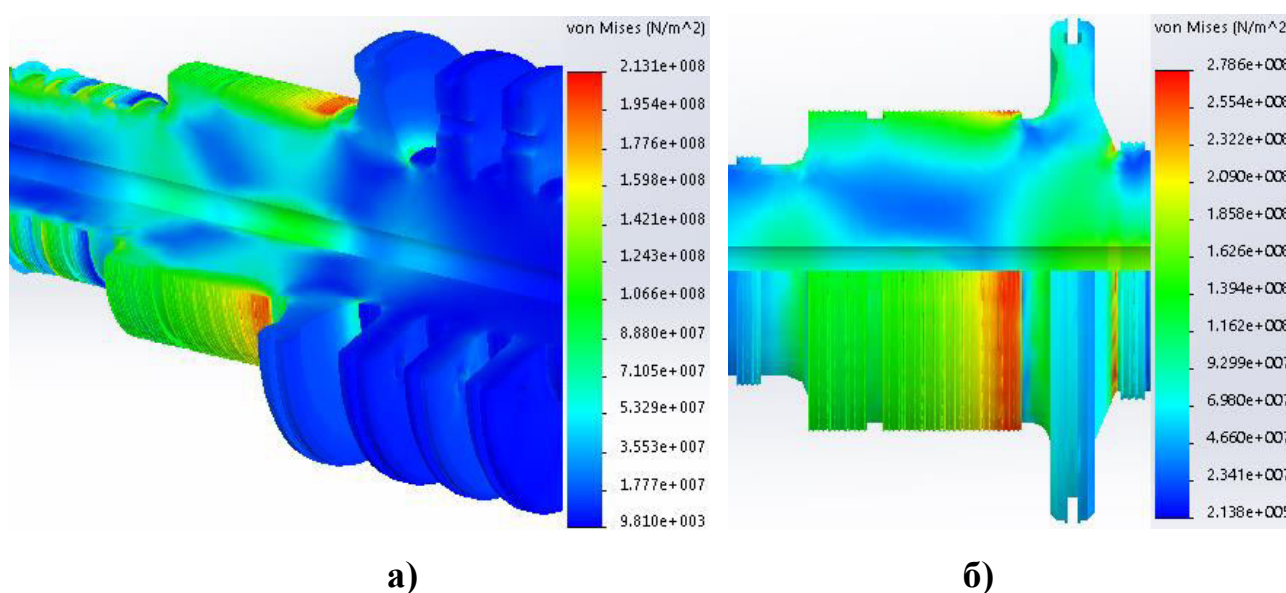


Рис. А2. НДС ротору середнього тиску на номінальному режимі роботи

В роботі [106] вказано, що при пуску з гарячого стану без попереднього прогріву ротору в зоні переднього кінцевого ущільнення номінальна інтенсивність напружень в області II складає  $\sigma_i^{II} = 211$  МПа. Під час дослідження впливу подачі гарячого пару до ПКУ встановлено, що рівень напружень в області першої обойми ущільнень становить  $\sigma_i = 213,1$  МПа при подачі пару з лінії холодного промперегріву (рис. А3 а). При пуску з неостиглого стану (рис. А3 б), в цій же області інтенсивність напружень складає  $\sigma_i = 278,6$  МПа та  $\sigma_i^{II} = 259$  МПа за даними авторів [106]. Таким чином, розбіжність отриманих даних складає 1-7,6 %.

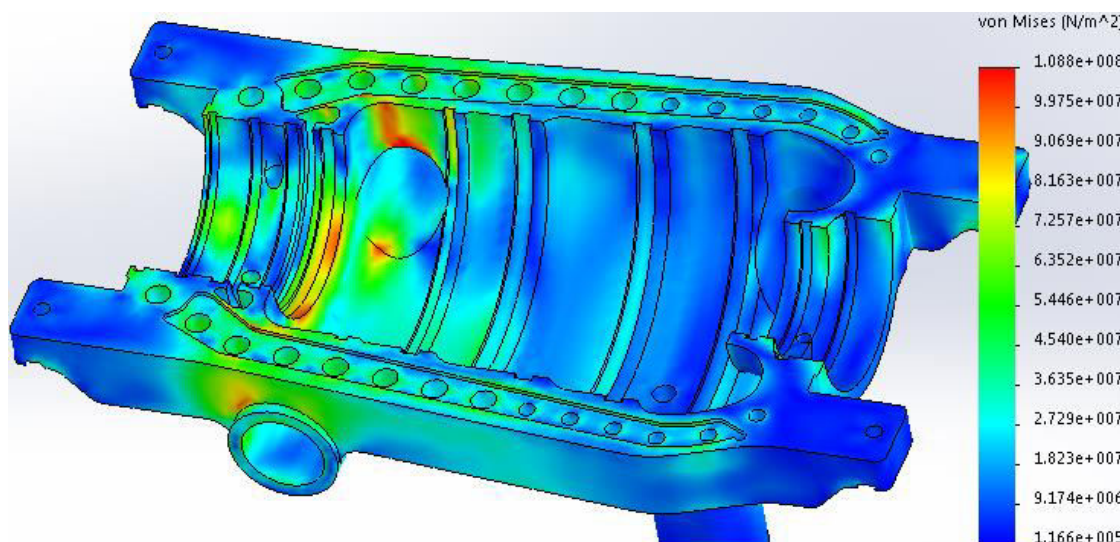


**Рис. А3. НДС ротору в області ПКУ під час пуску з гарячого (а) та неостиглого стану металу (б)**

Під час проведення оцінки малоциклової втомлюваності основного металу РСТ турбіни К-200-130-3 було визначено допустиме число циклів пуску з різних теплових станів за експериментальними кривими малоциклової втомлюваності. Використовуючи коефіцієнти запасу міцності по числу циклів  $n_N = 5$  та по деформаціях  $n_\epsilon = 1,5$  встановлено допустиме число пусків з холодного стану  $N_d = 2400$ . В роботі [67] для ротору середнього тиску Мамонтовим М. І. та Пугачовою Т. М. визначено допустиме число циклів  $[N] = 2300$ , при використанні коефіцієнтів запасу міцності на такому ж рівні. Також для РСТ турбіни К-200-130-3 Курахівської ТЕС Берляндом В. І. та Плоткіним

Є. Р. [109] було встановлено мінімально допустиме число циклів пуску  $[N] = 2100$ . Тому відмінність отриманих результатів у відношенні малоциклової втомлюваності не перевищує 4-12,5 %.

Розрахунок сумарних напружень в корпусі ЦВТ турбіни потужністю 200 МВт при сталому режимі повного навантаження виконано в роботі [140]. В області паровпуску та першої обойми передніх кінцевих ущільнень сумарні напруження становлять 10 та 9,6 кгс/мм<sup>2</sup> відповідно (98,1 та 94,1 МПа). Для такого ж режиму експлуатації ЦВТ турбіни К-200-130-3 інтенсивність напружень в цих областях оцінена на рівні 108,8 та 97,2 МПа (рис. А4). Різниця отриманих результатів – 3,3-11 %.

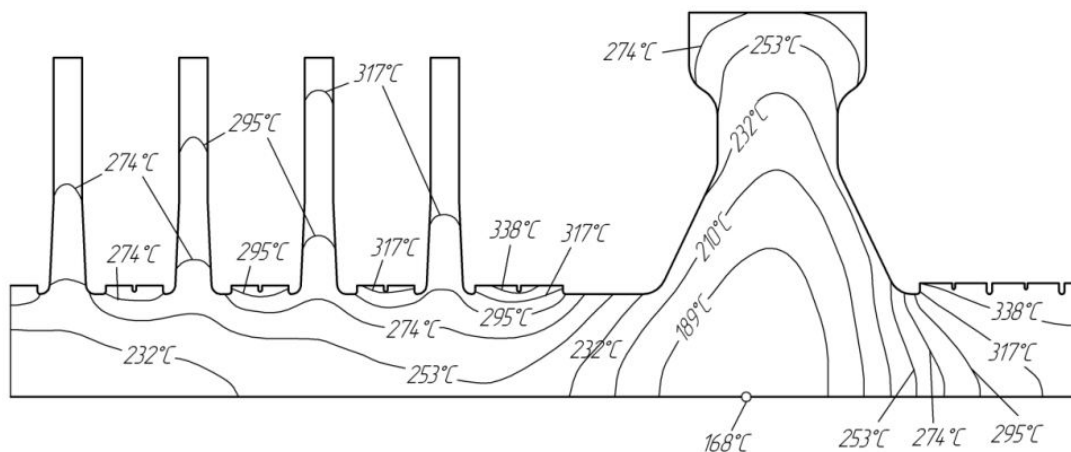


**Рис. А4. Інтенсивність напружень в корпусі ЦВТ турбіни К-200-130-3 на номінальному режимі експлуатації**

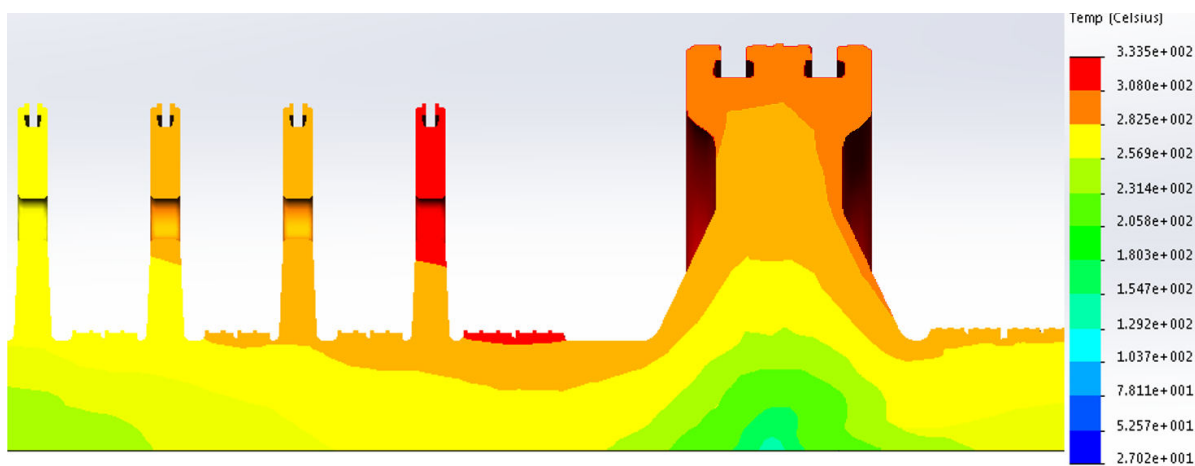
Результати розрахунку теплового стану ротору високого тиску теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 за різних режимів стаціонарної та маневреної експлуатації були порівнянні з аналогічними результатами роботи [141]. Так, при пуску з холодного стану через 20 хвилин після розвороту ротору, розподіл полів температур представлений на рис. А5 [141]. Відмінність отриманих даних (рис. А6) із вказаними вище не перевищує 5 %. Найбільш суттєва різниця в отриманих даних, спостерігається в області передніх кінцевих ущільнень (12 %), що перш за все пов'язано з можливою відмінністю



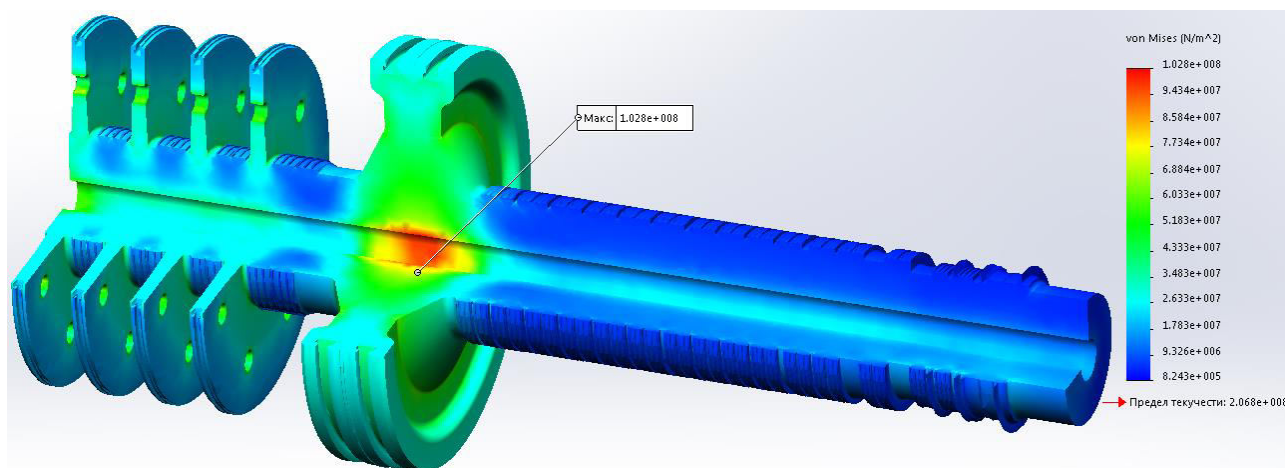
параметрів пару, що подається до ущільнень на розглянутих ТЕС. Також слід зазначити, що за словами авторів [141], високий рівень напружень спостерігається не тільки на обігріваній поверхні ротору в області концентраторів напружень (теплових канавках кінцевих та діафрагмових ущільнень), а також на поверхні осьового каналу під регулюючим ступенем, що підтверджується отриманими результатами (рис. А7).



**Рис. А5. Температурне поле РВТ при пуску з ХС через 20 хв після розвороту ротору за даними [141]**

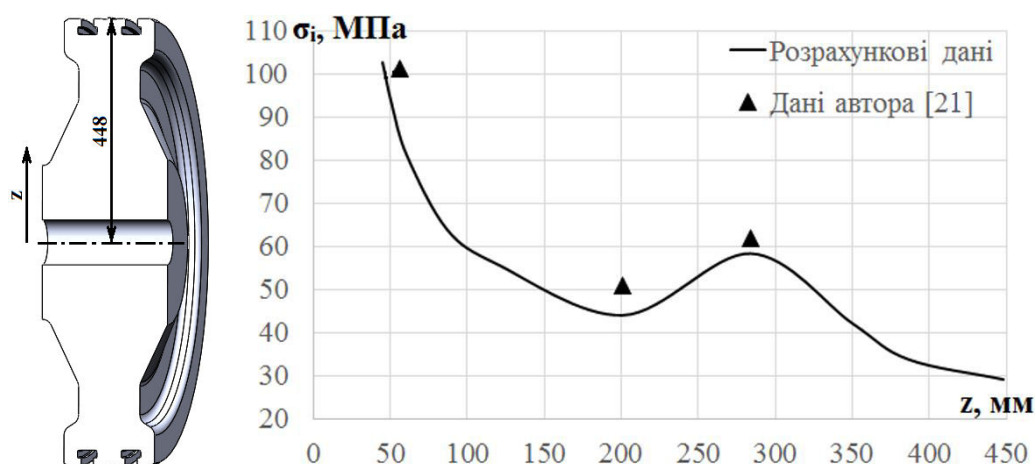


**Рис. А6. Розрахунковий тепловий стан РВТ блоку № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» при пуску з ХС через 20 хв після розвороту ротору**



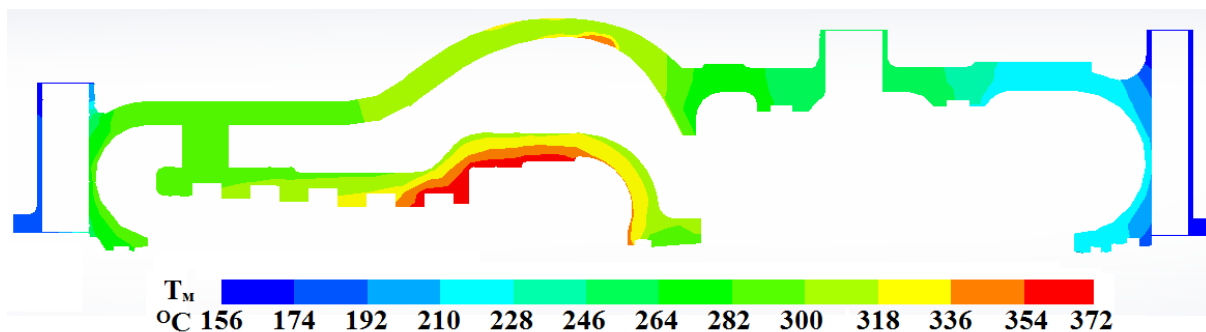
**Рис. А7. Напружено-деформований стан РВТ турбіни Т-100-120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» на номінальному режимі роботи**

В роботі [21] зазначено, що для парових турбін потужністю 100 МВт на номінальному режимі роботи, основна частина диску працює в області відносно невисоких напружень 50-60 МПа. На глибині 10 мм від осевого отвору рівень напружень становить 100 МПа. При порівнянні вищезазначених даних з результатами отриманими в ході оцінки залишкового ресурсу ротору високого тиску турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» відмінність отриманих результатів становить 6,5-10 % (рис. А8). Рівень напружень за результатами розрахунків є дещо меншим, ніж за даними автора [21].

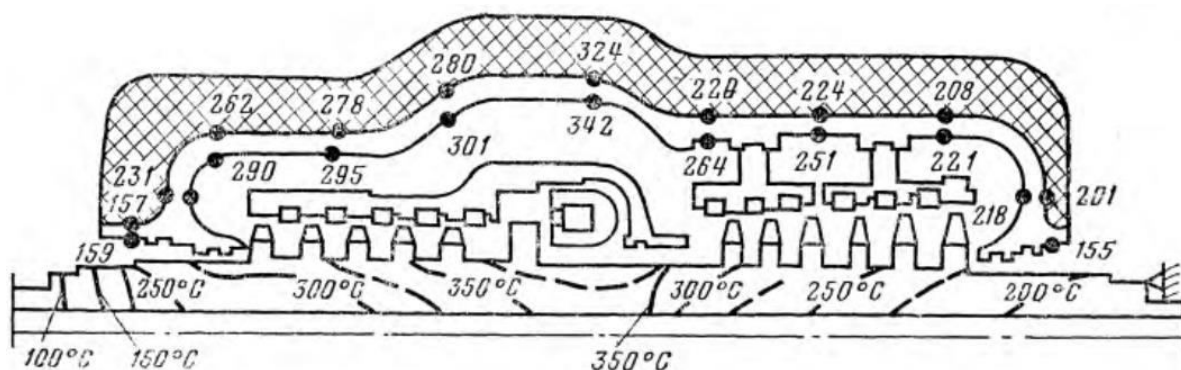


**Рис. А8. Розподіл інтенсивності напружень вздовж диску регулюючого ступеня турбіни Т-100/120-130 на номінальному режимі експлуатації**

Розрахункові дані, щодо теплового стану корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС (рис. А9) були порівнянні з експериментальними даними отриманими Плоткіним Є. Р. та Лейзеровичем О. Ш. (рис. А10) [142]. Відмінності полів температур зовнішнього та внутрішнього корпусів на середньому перерізі становлять в середньому 2-4 %.



**Рис. А9. Тепловий стан нижньої частини корпусу ЦВТ ст. № 7 Слов'янської ТЕС при пуску з холодного стану**



**Рис. А10. Температурне поле ЦВТ турбіни К-800-240 при пуску з холодного стану за експериментальними даними [141]**

Підсумовуючи результати порівняльної оцінки, варто відмітити, що відмінність розрахунку температурних полів для розглянутих об'єктів не перевищує 2-5 %, напружено-деформованого стану – 3-11 %, малоциклової втомлюваності – 4-12,5 %. Таким чином, рівень відхилень отриманих результатів розрахунків та експериментальних і розрахункових даних інших авторів лежить у задовільних межах.

## ДОДАТОК Б



ХАРКІВСЬКА  
ТЕЦ-5

## ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО «ХАРКІВСЬКА ТЕЦ-5»

с. Подвірки, Дергачівський район, Харківська область, Україна, 62371

Телефон: (+38 057) 372-10-29, факс (+38 057) 731-42-98

E-mail: mbox@tec5.kharkov.ua

Код ЄДРПОУ 05471230

30.11.2016 № 01-15/2280

На № \_\_\_\_\_

## Довідка

про використання результатів  
науково-дослідної роботи

В межах договору від 11.04.2016 р. № 246 з ТОВ «НМУ «Електропівденмонтаж» згідно з вимогами СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011 «Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки» субпідрядною організацією Корпорація «Науковий парк «Київська політехніка»» (Черноусенко О.Ю., Пешко В.А., Бутовським Л.С., Морозом О.С.) виконана науково-дослідна робота на тему «Розрахункова оцінка продовження терміну експлуатації ротора ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст.№1 ПАТ «ХАРКІВСЬКА ТЕЦ-5», а саме:

- проведені розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану, малоциклової утомленості та довготривалої міцності металу ротору циліндру високого тиску і оцінки залишкового ресурсу РВТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт блоку №1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» енергосистеми України для визначення можливості її подальшої експлуатації;

- визначені максимально напружені зони металу ротору циліндру високого тиску. Проведена оцінка залишкового ресурсу РВТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт блоку №1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» з урахуванням умов експлуатації;


- зроблено аналіз результатів контролю металу ротору високого тиску турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт блоку №1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» на базі вивчення та систематизації експлуатаційної і ремонтної документації по результатах неруйнівного контролю металу елементів енергетичного обладнання, його пошкоджуваності, що надані замовником.

Надано висновки та рекомендації щодо допустимої залишкової кількості пусків енергоблоку, залишкового ресурсу РВТ та продовження терміну експлуатації РВТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт блоку №1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5».

Матеріальні претензії не розглядаються.

Заступник голови правління - головний інженер  
ПАТ «ХАРКІВСЬКА ТЕЦ-5»

Виконавець, Бугорський С.Б.  
0577305006

 О. Козлов



## ДОДАТОК В

ЗАТВЕРДЖУЮ



Генеральний директор  
ТОВ «ДТЕК Східенерго»

Нагорський О.М.

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2016 р.

**Довідка  
про використання результатів  
науково-дослідної роботи**

В межах договору Корпорації «Науковий парк «Київська політехніка»» № 969-ВЕ від 03.02.2016 р. з ТОВ «ДТЕК Східенерго» на виконання науково-дослідної роботи на тему «ТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА ВПЛИВУ РОБОТИ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС В МАНЕВРЕНОМУ РЕЖИМІ (ЩОДЕННИЙ ПУСК–ЗУПИНКА) НА АВАРІЙНІСТЬ, РЕСУРС І ЕКОНОМІЧНІСТЬ РОБОТИ» Черноусенко О.Ю., Пешко В.А., Бутовським Л.С., Грановською О.О. :

- виконано аналіз стану обладнання ТЕС за 2011–2015 роки та показників надійності (аварійності), залишкового ресурсу обладнання, техніко-економічних показників за 2013-2015 рр.;

- розглянуто вплив роботи у маневреному режимі енергоблоків, які входять в систему ТЕС ТОВ «ДТЕК Енерго»: ПАТ «ДТЕК Дніпроенерго», ПАТ «ДТЕК Західенерго», ПАТ «ДТЕК Східенерго» на характеристики – надійність (аварійність), вірогідність вичерпання ресурсу обладнання, техніко-економічні показники;

- проведено розрахункову оцінку залишкового ресурсу енергетичного обладнання ТЕС України потужністю 150, 200/210, 300 МВт ТОВ «ДТЕК ЕНЕРГО»;

- проведено аналіз впливу режимів щоденних пусків – зупинок на надійність роботи, аварійність та швидкість вичерпання ресурсу вузлів та деталей (турбіни та котли) енергоблоків потужністю 150, 200/210, 300 МВт ТОВ «ДТЕК ЕНЕРГО»;

- проведено аналіз зміни техніко-економічних показників ТЕС «ДТЕК Енерго» в маневреному режимі (щодобовий пуск – зупинка).

Показано, що робота у маневреному режимі «пуск – зупинка» з частковим навантаженням (60 % від номінального) призводить до зменшення залишкового ресурсу обладнання, підвищення його аварійності та погіршення техніко-економічних показників.

Надано висновки та рекомендації щодо можливості роботи у маневреному режимі (щодобовий пуск – зупинка) енергоблоків потужністю 150, 200/210, 300 МВт ТОВ «ДТЕК ЕНЕРГО».

Матеріальні претензії не розглядаються.

Технічний директор

Каряка О.Ю.

## ДОДАТОК Г



## Акт

внедрения результатов научно-исследовательской работы по продлению срока эксплуатации цилиндров ВД и СД турбины К-800-240-2 блока № 7 Славянской ТЭС

В рамках договора Научного парка «Киевская политехника» № 4 от 01.08.2008г. на тему «Расчет остаточного ресурса цилиндров ВД и СД турбины К-800-240-2 блока № 7 Славянской ТЭС» на выполнение научно-исследовательских, конструкторских и технологических работ по расчету остаточного ресурса цилиндров ВД и СД турбины К-800-240-2 блока № 7 Славянской ТЭС (руководитель – д.т.н., Черноусенко О.Ю., исполнители Никуленкова Т.В., Пешко В.А.) проведены следующие работы :

- разработан комплекс мероприятий по оценке остаточного ресурса и возможности продления срока эксплуатации цилиндров турбоустановок К- 800-240-2 на основе результатов испытаний стали на малоцикловую усталость и расчетного исследования элементов паровых турбин;
- проведены расчетные исследования по определению поврежденности от малоцикловой усталости и остаточного ресурса цилиндров турбоустановок К- 800-240-2 блока № 7 Славянской ТЭС;
- рассчитан остаточный ресурс и сделана оценка возможности продления эксплуатации цилиндров турбоустановок К- 800-240-2 блока № 7 Славянской ТЭС при основных эксплуатационных пусковых и стационарных режимах работы;
- сделана оценка возможности продления эксплуатации корпусных деталей и роторов ЦВД и ЦСД, АСК ЦВД и АЗК ЦСД турбины К-800-240-2 блока 800 МВт Славянской ТЭС при основных эксплуатационных режимах пуска.

Даны выводы и рекомендации по продлению срока эксплуатации корпусов, роторов ЦВД, ЦСД АСК ЦВД и АЗК ЦСД паровой турбины К-800-240 блока 800 МВт ст. № 7 Славянской ТЭС. Работы по оценке остаточного ресурса и возможности продления срока эксплуатации оборудования продолжаются.

Материальные претензии не рассматриваются.